



UNIVERSIDAD DE LA RIOJA

TRABAJO FIN DE ESTUDIOS

Título

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

Autor/es

MIKEL AZPIAZU BARRIOS

Director/es

JOSÉ ANTONIO GÓMEZ CRISTÓBAL

Facultad

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Titulación

Grado en Ingeniería Mecánica

Departamento

INGENIERÍA MECÁNICA

Curso académico

2017-18



Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto, de
MIKEL AZPIAZU BARRIOS

(publicada por la Universidad de La Rioja) se difunde bajo una Licencia Creative
Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 3.0 Unported.

Permisos que vayan más allá de lo cubierto por esta licencia pueden solicitarse a los
titulares del copyright.

© El autor, 2018

© Universidad de La Rioja, 2018

publicaciones.unirioja.es

E-mail: publicaciones@unirioja.es



**UNIVERSIDAD
DE LA RIOJA**

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO DE FIN DE GRADO

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

CURSO: 2017/2018

CONVOCATORIA: MARZO

TÍTULO:

**Suspensión de automóvil del segmento C para
competición de rally asfalto**

AUTOR: MIKEL AZPIAZU BARRIOS

DIRECTOR/ES: JOSÉ ANTONIO GÓMEZ CRISTOBAL

DEPARTAMENTO: Ingeniería Mecánica

RESUMEN

El principal objetivo de este proyecto consiste en llevar a cabo el cálculo, diseño y simulación de una suspensión trasera en paralelogramo deformable de un automóvil orientado a competición en asfalto.

Primero, se llevará a cabo un estudio de las diferentes variedades de vehículos y de suspensiones que ofrece el mercado de la automoción y la posterior elección del vehículo y del tipo de suspensión.

Tras dicho estudio, se realizará el diseño y cálculo de la suspensión trasera de tipo paralelogramo deformable. Se intentará maximizar el rendimiento dinámico como vehículo de competición manteniendo un diseño sencillo de los diferentes elementos que la componen y, a su vez, cumplir con las necesidades mínimas de ergonomía y de seguridad que cualquier vehículo debe tener.

Posteriormente, se realizará una simulación de la suspensión eligiendo un material que se ajuste a las exigencias del proyecto y haciendo una comprobación resistente de los elementos principales que la componen

Finalmente, siguiendo la normativa concerniente a este tipo de proyecto, se presentan los Planos de diseño final, el Pliego de Condiciones referente a la materialización del mismo y un estudio económico realizado en los documentos de Mediciones y Presupuesto.

ABSTRACT

The main objective of this project is to carry out the calculation, design and simulation of a deformable parallelogram rear suspension of a competition-oriented car.

First, a study of the different varieties of vehicles and suspensions offered by the automotive market and the subsequent choice of vehicle and type of suspension will be carried out.

After this study, the design and calculation of the deformable parallelogram type rear suspension will be carried out. We will try to maximize the dynamic performance as a competition vehicle by maintaining a simple design of the different elements that compose it and, at the same time, meet the minimum ergonomics and safety needs that any vehicle must have.

Subsequently, a simulation of the suspension will be made by choosing a material that meets the requirements of the project and making a resistant check of the main elements that compose it.

Finally, following the regulations concerning this type of project, the final design plans, the list of conditions referring to the materialization thereof and an economic study made in the documents of Measurements and Budget are presented.

ÍNDICE GENERAL

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

17031-803G

AUTOR: Mikel Azpiazu Barrios



**UNIVERSIDAD
DE LA RIOJA**

MEMORIA

1. Objeto	2
2. Alcance	2
3. Antecedentes	3
4. Normas y referencias	4
4.1. Programas de cálculo y diseño	4
4.2. Bibliografía	5
5. Diseño	6
5.1. Condiciones geométricas	6
5.1.1. Condiciones geométricas de los elementos principales	6
5.2. Resultado final	9
6. Cálculo	12
6.1. Ley de Grashof	12
6.2. Análisis del mecanismo	12
6.3. CIR, Cb y CDG	14
6.3. CIR, Cb y CDG	14
6.4. Estudio dinámico	16
6.4.1. Transferencia de carga en curva (Dinámica Transversal)	16
6.4.2. Transferencia de carga en frenada y en aceleración (Dinámica Longitudinal)	16
6.5. Análisis de fuerzas de la suspensión	18
7. Simulación	18
7.1. Material	19
7.2. Conjunto muelle-amortiguador	19
7.2.1. A compresión	20
7.2.2. A tracción	20
7.2.3. Aluminio 7075	21
7.3. Brazo superior y brazo inferior	22
7.3.1. Brazo superior	22
7.3.2. Brazo inferior	23
7.4. Mangueta	24
7.4.1. Aceleración	25
7.4.2. Paso por curva	25
8. Orden de prioridad entre los documentos	27

ANEXOS

ANEXO I – ESTUDIOS PREVIOS

ANEXO I - ESTUDIOS PREVIOS.....	2
1. Suspensiones en vehículos automóviles.....	2
1.1. Suspensión rígida	2
1.2. Suspensión semirrígida	4
1.2.1. Sistema de Dion	4
1.2.2. Sistema de eje torsional.....	5
1.3. Suspensión independiente	6
1.3.1. Suspensión de eje oscilante	7
1.3.2. Suspensión McPherson.....	7
1.3.3. Suspensión multibrazo (multilink)	9
1.3.4. Suspensión de paralelogramo deformable	9
2. Elección.....	11
2.1. Elección del tipo de suspensión	11
2.2. Modificaciones y prestaciones competitivas	12
2.2.1. Acortar el brazo superior	12
2.2.2. Ángulo de caída de la rueda.....	12
2.2.3. Conjunto muelle-amortiguador	13
2.3. Elección del vehículo.....	13
2.3.1. Datos a tener en cuenta.....	17

ANEXO II – DISEÑO

ANEXO II - DISEÑO	2
1.1. Introducción al diseño	3
1.2. Primer diseño.....	4
1.3. Segundo diseño	6
1.3.1. Elementos que componen la suspensión	6
1.3.2. Dificultades en el montaje	14
1.4. Diseño final	16
1.4.1. Solución del montaje y de la restricción de movimiento.....	16
1.4.2. Diseño final conjunto muelle-amortiguador.....	22
1.4.3. Conjunto final	25

ANEXO III – CÁLCULO

ANEXO III - CÁLCULO.....	2
1. Análisis del mecanismo 4 barras.....	3
1.1. Datos de partida	3
LEY DE GRASHOF.....	4
1.2. Introducción al mecanismo	6
1.3. Resolución por Álgebra Compleja.....	7
1.3.1. Posición.....	8
1.3.2. Velocidad	12
1.3.3. Aceleración	14
2. Cálculo gráfico del CIR y del Cb del vehículo	16
3. Centro de Gravedad (CDG) del vehículo	18
4. Análisis Dinámico de la suspensión	22
4.1. Dinámica Transversal. Transferencia de Carga en Curva.....	23
4.2. Dinámica Longitudinal. Transferencia de Carga	29
4.2.1. Transferencia de carga en ACELERACIÓN	30
4.2.2. Transferencia de carga en FRENADA	35
5. Análisis de fuerzas de la suspensión	41
5.1. Frenada (Expansión del muelle)	42
5.2. Aceleración (Compresión del muelle).....	45
5.3. Paso por curva	48

ANEXO IV – SIMULACIÓN

ANEXO IV - SIMULACIÓN	2
1. Introducción y elección de material	3
2. Conjunto muelle-amortiguador	5
2.1. Simulación conjunto muelle-amortiguador	6
2.1.1. Simulación a compresión	12
2.1.2. Simulación a tracción	13
2.2. Conclusiones	14
2.3. Aluminio 7075	15
3. Brazo superior y brazo inferior	16
3.1. Brazo superior	17
3.1.1. Simulación brazo superior	19
3.2. Brazo inferior	24
3.2.1. Simulación brazo inferior	26
4. Mangueta	32
4.1. Simulación	34
4.1.1. Simulación en aceleración	37
4.1.2. Simulación en paso por curva	38
5. Conclusiones	40

PLANOS

PLANO 1. Conjunto con marcas	2
PLANO 2. Conjunto ensamblaje	3
PLANO 3. Brazo inferior	4
PLANO 4. Brazo superior	5
PLANO 5. Mangueta	6
PLANO 6. Cierre brazos	7
PLANO 7. Tornillos de cierre	8
PLANO 8. Conjunto muelle-amortiguador	9
PLANO 9. Pasador chasis	10
PLANO 10. Pasador émbolo	11
PLANO 11. Tuerca chasis	12
PLANO 12. Tuerca émbolo	13
TABLA DE ELEMENTOS	14

PLIEGO DE CONDICIONES

1.	Objeto	1
2.	Descripción del producto.....	2
3.	Especificaciones técnicas de los materiales.....	2
3.1.	Calidades mínimas a exigir.....	2
3.1.1.	Acero A286.....	2
3.1.2.	Acero inoxidable AISI 316	3
4.	Ejecución del proyecto	3
4.1.	Trabajos previos.....	3
4.1.1.	Selección de materias primas	3
4.1.2.	Irregularidades en los materiales.....	4
4.2.	Proceso productivo.....	4
4.2.1.	Volumen de producción.....	4
4.2.2.	Manipulación de los materiales y condiciones de trabajo.....	4
4.2.3.	Controles de calidad	5
5.	Reglamentación y normativa.....	5
6.	Aspectos del contrato.....	6
6.1.	Documentos que definen el proyecto	6
6.2.	Contradicciones y omisiones de la documentación.....	6
6.3.	Disposiciones generales.....	6
6.3.1.	Director	6
6.3.2.	Contratista	7
6.4.	Medición	7

MEDICIONES

1.	Objeto	2
2.	Estructura y consideraciones	2
3.	Mediciones	2
	TABLA DE ELEMENTOS.....	5

PRESUPUESTO

1. Objeto	2
2. Estructura y consideraciones.....	2
3. Presupuesto.....	2
C.P.U. MATERIALES	2
C.P.U. MANO DE OBRA	3
C.P.U. MAQUINARIA	3
C.P.U. UNIDADES DE OBRA TOTALES	3
C.P.U. UNIDADES DE OBRA DESCOMPUESTOS	5
PRESUPUESTO PARCIAL	8
RESUMEN PRESUPUESTO	9

MEMORIA

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

17031-803G

AUTOR: Mikel Azpiazu Barrios



**UNIVERSIDAD
DE LA RIOJA**

INDICE DE CONTENIDOS

MEMORIA

1. Objeto	2
2. Alcance	2
3. Antecedentes	3
4. Normas y referencias	4
4.1. Programas de cálculo y diseño	4
4.2. Bibliografía	5
5. Diseño	6
5.1. Condiciones geométricas	6
5.1.1. Condiciones geométricas de los elementos principales	6
5.2. Resultado final	9
6. Cálculo	12
6.1. Ley de Grashof	12
6.2. Análisis del mecanismo	12
6.3. CIR, Cb y CDG	14
6.3. CIR, Cb y CDG	14
6.4. Estudio dinámico	16
6.4.1. Transferencia de carga en curva (Dinámica Transversal)	16
6.4.2. Transferencia de carga en frenada y en aceleración (Dinámica Longitudinal)	16
6.5. Análisis de fuerzas de la suspensión	18
7. Simulación	18
7.1. Material	19
7.2. Conjunto muelle-amortiguador	19
7.2.1. A compresión	20
7.2.2. A tracción	20
7.2.3. Aluminio 7075	21
7.3. Brazo superior y brazo inferior	22
7.3.1. Brazo superior	22
7.3.2. Brazo inferior	23
7.4. Mangueta	24
7.4.1. Aceleración	25
7.4.2. Paso por curva	25
8. Orden de prioridad entre los documentos	27

1. Objeto

La propuesta de este proyecto es intentar llevar a cabo el diseño, cálculo y simulación de una suspensión trasera en paralelogramo deformable de un automóvil orientada a competición.

Para ello se realizará un estudio previo de los diferentes tipos de suspensiones que existen en el mercado de la automoción y también de los vehículos que se ajusten a las necesidades y características del proyecto.

Tras este estudio, se dará paso a la etapa creativa del proyecto y se creará el diseño de la suspensión en paralelogramo deformable adaptada para la competición en rally de asfalto.

Seguidamente, se realizará un estudio dinámico del mecanismo de la suspensión, calculando analíticamente los campos de posición, velocidad y aceleración del mecanismo.

Finalmente, se realizará una simulación de dicho diseño haciendo una comprobación resistente de los elementos principales que componen la suspensión teniendo en cuenta los cálculos realizados.

2. Alcance

La redacción del proyecto se dará por concluida cuando se haya logrado un modelo válido siguiendo las condiciones expresadas en los requisitos de diseño.

Se presentarán distintas alternativas geométricas para posteriormente seleccionar la que más se ajuste a los criterios establecidos.

Los plazos de redacción del proyecto responderán a la fecha límite de depósito establecida por la Universidad de La Rioja.

Lo pasos seguidos y los objetivos que se pretenden alcanzar con la realización de este proyecto son:

- Búsqueda de información y estudio de los diferentes tipos de suspensiones automovilísticas: que es una suspensión, que funcionamiento tiene, cual se adapta mejor al proyecto...
- Búsqueda de un vehículo que se adapte a las exigencias y características del proyecto: el tipo de suspensión que tiene, sus dimensiones, sus prestaciones...
- Diseño de la suspensión en forma de paralelogramo deformable
- Cálculo de la posición, dinámica y fuerzas que actúan en la suspensión diseñada en paralelogramo deformable o mecanismo 4 barras
- Ensayo y simulación del diseño creado

3. Antecedentes

La industria de la automoción tuvo su inicio en la década de 1890. Dicha industria es un conjunto de compañías y organizaciones relacionadas en las áreas de diseño, desarrollo, manufactura, marketing y ventas de automóviles y es uno de los sectores económicos más importantes en el mundo por ingresos.

Debido a la necesidad de vehículos como medio de transporte, como medio de trabajo, como uso deportivo, etc... a día de hoy, el mercado mundial de la automoción se encuentra en auge. La gran cantidad de personas en todo el mundo que utilizan un vehículo a diario (sea cual sea su uso) o la nuevas tecnologías y evoluciones que se van incorporando a dicha industria son unas de las razones por las que el mercado de la automoción está creciendo.

Para el presente proyecto se realizó una búsqueda de información del mercado de la automoción más específico en España, ya que se seguirá la normativa de la RFEDA y dado que es la ubicación donde se podrá llevar a cabo.

A partir de “el fin de la crisis económica española” (año 2012), se observa un crecimiento anual en la fabricación y venta de todo tipo de vehículos, lo puede suponer un aumento en la inversión en dicho mercado.



Otro de los datos que aporta mayor viabilidad a este proyecto es el dato obtenido por la RFEDA en el cual dice que en este último trimestre del año 2017 las ventas de vehículos en general ha aumentado en un 25% con respecto al mismo trimestre del año pasado, al igual que la inversión en la investigación de la industria automovilística.

Siendo el automovilismo el deporte que se practica con automóviles, dicho deporte también sufrirá estos efectos positivos. En dicho deporte los ingenieros desarrollan las últimas tecnologías en motores, aerodinámica, suspensión y neumáticos para lograr el máximo rendimiento. Cada categoría tiene su reglamento que limita las modificaciones permitidas para los motores, el chasis, la suspensión, los neumáticos, el combustible y la telemetría.

El presente proyecto se centrará en el campo de la suspensión de un vehículo de competición, más concretamente en la diseño de una suspensión de un vehículo que se pueda encontrar en el mercado para poder adaptarlo a competición.

Tras este estudio se aceptó el seguimiento en la realización de este proyecto, ya que está directamente relacionado con un mercado el cual está en auge, por lo que el aspecto de viabilidad económica del proyecto aumenta.

4. Normas y referencias

Disposiciones legales y normas aplicadas

- UNE 157001:2014. *Criterios generales para la elaboración formal de los documentos técnicos que constituyen un proyecto técnico.*
 - UNE 1039, *Dibujos técnicos. Acotación.*
 - UNE 1135, *Dibujos técnicos. Lista de elementos.*
 - UNE-EN ISO 80000-4:2006, *Magnitudes y unidades. Parte 4: Mecánica.*
 - UNE-EN ISO 5455, *Dibujos técnicos. Escalas.*
- UNE-ISO/TS 16949:2009. *Sistemas de Gestión de la Calidad para la industria del automóvil.*
- RD Asfalto 2017. *Anexo 8. Reglamento Técnico GT.*

4.1. Programas de cálculo y diseño

- SolidWorks 2017. Dassault Systemes – SolidWorks Corporation. Software CAD para diseño en 3D.
- AutoCAD 2016 – Español (Spanish). Software CAD para diseño en 2D.
- Excel 2016. Microsoft Corp. Software de elaboración de hojas de cálculo.

4.2. Bibliografía

1. J. E. SHIGLEY and J. J. UICKER – *Teoría de máquinas y mecanismos*.
2. GONZALO ROJAS Y NELSON ARZOLA – *Analysis of the dynamic behavior of vehicle with fully independent double “wishbone suspension and anti-roll bars”*. Universidad de Antioquia, Colombia.
3. FÉLEZ, J. (2008), *Ingeniería gráfica y diseño*, Madrid, España: Síntesis.
4. AURIA APILLUELO, J. M., (2000), *Dibujo industrial: conjuntos y despieces*, Madrid, España: Paraninfo.
5. Fuerza centrífuga y estabilidad en un vehículo. [Acceso el 14 de marzo de 2017]. Disponible en: http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/circular/din_circular.htm
6. Sistema masa-resorte-amortiguador. [Acceso el 14 de marzo de 2017]. Disponible en: <http://www.fis.puc.cl/~rbenguri/SystemMassSpringShock.pdf>
7. Cálculo en sistemas de suspensión. [Acceso el 15 de marzo de 2017]. Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>
8. Modelado suspensión doble brazo. [Acceso el 27 de marzo de 2017]. Disponible en: https://wn.com/double_wishbone_suspension_system_modelled_in_msc_adams
9. Fuerzas de frenado. [Acceso el 27 de marzo de 2017]. Disponible en: http://laplace.us.es/wiki/index.php/Fuerzas_de_frenado_de_un_autom%C3%B3vil
10. Sistemas de suspensión. [Acceso el 31 de marzo de 2017]. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>
11. Animación suspensión en paralelogramo deformable. [Acceso el 31 de marzo de 2017]. Disponible en: <http://www.cedielsirgo.es/amortiguaci%C3%B3n-suspensi%C3%B3n/>
12. Normativa competición asfalto España. [Acceso el 18 de abril de 2017]. Disponible en: <https://www.rfeda.es/asfalto-reglamentos>

5. Diseño

Se exponen en el presente documento los requisitos tanto geométricos como estructurales que debe presentar la suspensión atendiendo a criterios mecánicos.

5.1. Condiciones geométricas

Tras el estudio de los diferentes tipos de suspensiones que ofrece el mercado de la automoción y la posterior elección del tipo de suspensión que se va a utilizar (ver Anexo I – Estudios Previos), ahora el proyecto se centrará en la forma y geometría de las diferentes piezas que la componen, teniendo muy en cuenta la función y la dinámica del mecanismo.

5.1.1. Condiciones geométricas de los elementos principales

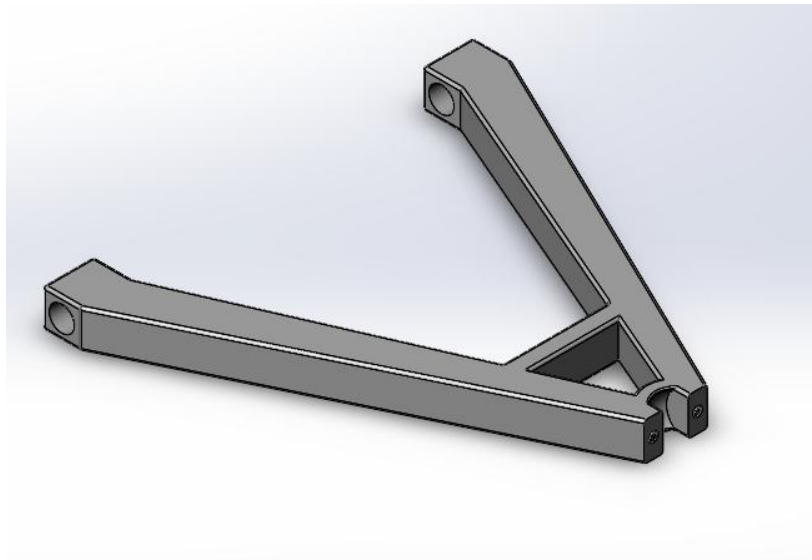
Las condiciones que se aplican a cada uno de los elementos que componen la suspensión son:

- Sencillez geométrica de los elementos principales
- Movilidad que debe tener una suspensión trasera
- Forma de paralelogramo deformable

A continuación se podrá observar el diseño final de los diferentes elementos que componen la suspensión en paralelogramo deformable. Para solventar cualquier duda o especificación que pueda surgir en cuanto al diseño, ver más en detalle en Anexo II – Diseño.

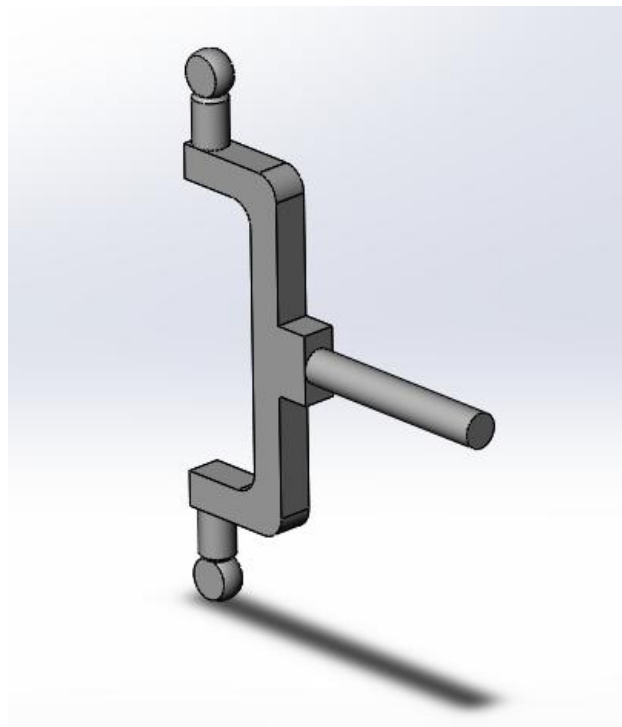
5.1.1.1. Brazo superior

Este primer elemento tendrá forma triangular, ya que sus dos aristas de la base del triángulo deben estar ancladas al chasis y la tercera arista estará articulada mediante una rótula semi-esférica con la parte superior del siguiente elemento que compone la suspensión en paralelogramo deformable, la mangueta (en su parte superior). Ver en detalle en el Anexo III – Diseño, apartado 1.4, Diseño final.

**Brazo superior**

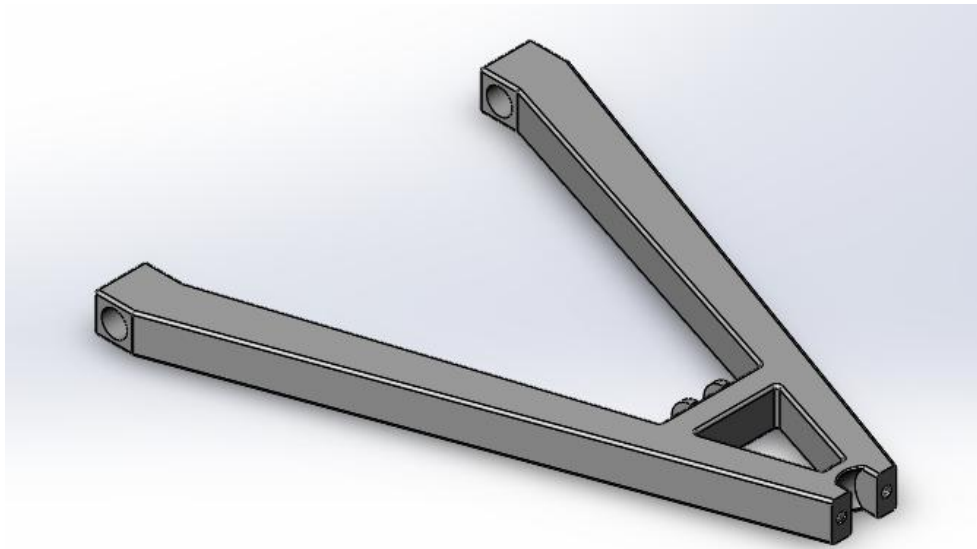
5.1.1.1. Mangueta

Este elemento deberá contener la rueda del vehículo y, a su vez, estar articulado con los brazos superior e inferior. Esta restricción obliga a que en el extremo superior e inferior de la mangueta contenga extremos de forma semi-esférica (para poder conectar con los brazos). El brazo superior, el brazo inferior y la mangueta estarán conectados mediante dos rótulas semi-esféricas que permitan el movimiento vertical de todo el conjunto de la suspensión y a su vez impidan el movimiento rotacional de las ruedas traseras.

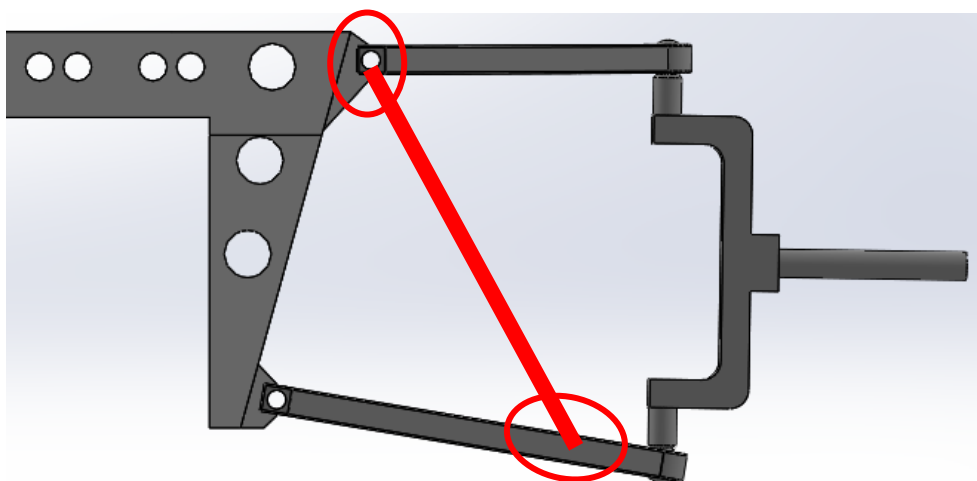
**Mangueta**

5.1.1.1. Brazo Inferior

En la siguiente imagen se puede apreciar cómo se respeta la forma triangular del brazo superior y el tirante en el extremo donde se sitúa la rótula esférica. El brazo inferior estará articulado con la parte inferior de la mangueta y anclado con la parte inferior del chasis (permitiéndole un grado de libertad, igual que con el brazo superior). A diferencia del superior, este brazo es algo más largo, con el mismo grosor de perfil que el brazo superior y con una cavidad en el tirante de refuerzo que albergará un pasador en el cual irá apoyado el extremo inferior del conjunto muelle-amortiguador (en el ensamblaje final se puede apreciar mejor).



Con el diseño y ensamblaje del brazo superior, del brazo inferior y de la mangueta se consigue la forma de paralelogramo deformable o 4 barras que exige el presente proyecto. Observar siguiente imagen.

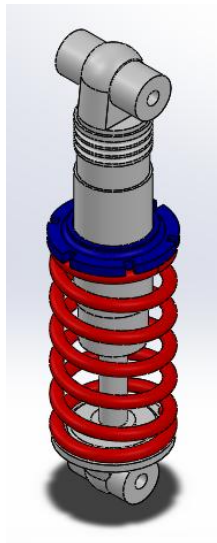


Ensamblaje (Chasis + Brazo inf. + Brazo sup. + Mangueta)

5.1.1.1. Conjunto muelle-amortiguador

Con la obtención de la forma geométrica de paralelogramo deformable, el último elemento principal que cierra la suspensión es el conjunto muelle-amortiguador. Este elemento deberá unir el punto de anclaje al chasis superior con el brazo inferior representado en color rojo en la imagen anterior.

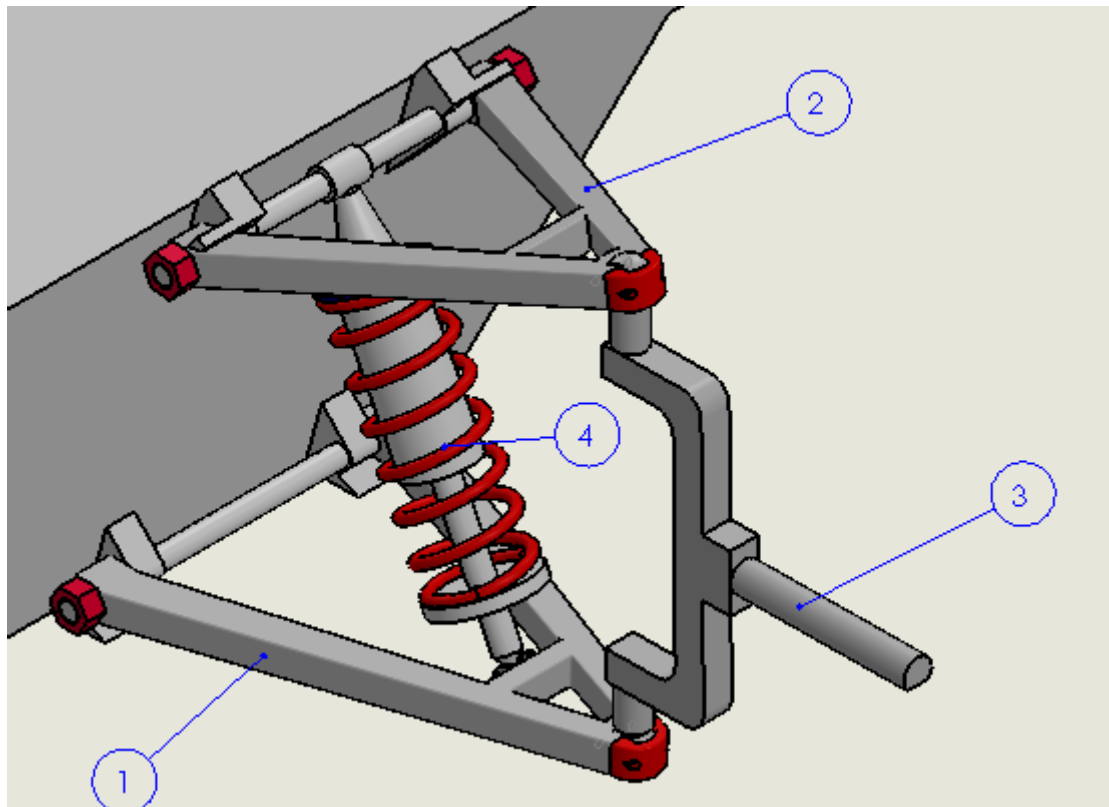
Por lo tanto, teniendo claramente definidas las dimensiones principales que debe tener el conjunto muelle-amortiguador, se obtiene su diseño. Para una mejor comprensión ver Anexo II – Diseño. Conjunto muelle-amortiguador.



5.2. Resultado final

En el apartado anterior sólo se han visto los elementos principales de la suspensión en paralelogramo deformable. Los demás elementos secundarios que la componen como pueden ser los cierres de los brazos, tornillos, tuercas o pasadores para completar el montaje de la suspensión se pueden ver en detalle en el Anexo II – Diseño y en Planos.

Por lo tanto, una vez obtenido el diseño de todas las piezas necesarias para el montaje del conjunto de la suspensión en paralelogramo deformable, se procede al ensamblaje final. Para la conexión y articulación de los diferentes elementos que componen la suspensión se utilizará la herramienta de relación de posición que ofrece el programa de diseño SolidWorks.



Ensamblaje parcial

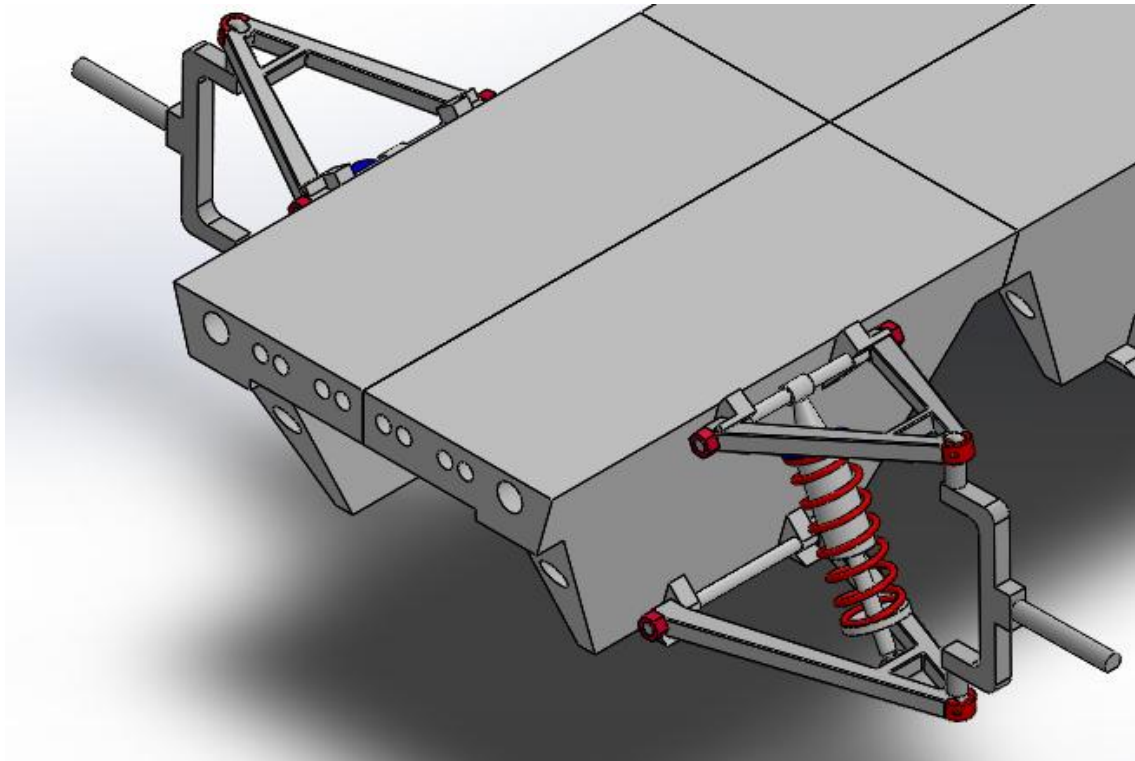
1 – Brazo inferior

2 - Brazo superior

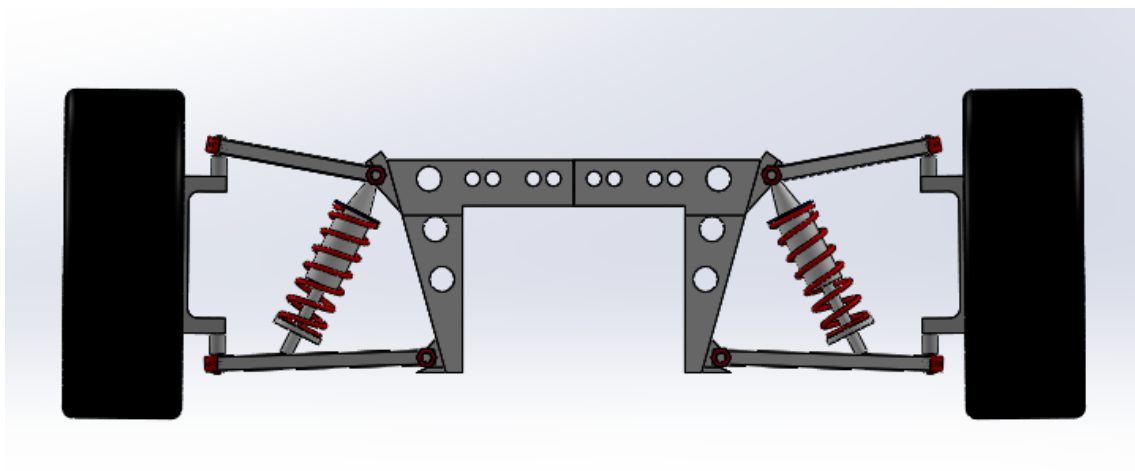
3 –Mangueta

4 – Conjunto muelle-amortiguador

En las siguientes dos imágenes se puede observar el ensamble final de la suspensión del tren trasero con una equivalencia del chasis del vehículo elegido para el presente proyecto.



Vista isométrica ensamble final



Vista montaje suspensión trasera en paralelogramo deformable

Para solventar cualquier duda sobre el diseño de la suspensión, ver más en detalle en PLANOS.

6. Cálculo

Tras haber definido la geometría y dimensiones finales que tendrá la suspensión en paralelogramo deformable, en el presente apartado del proyecto se llevarán a cabo los cálculos necesarios para el estudio de la suspensión.

La determinación de la geometría de la suspensión en el apartado anterior ha sido el resultado de un compromiso entre las exigencias mecánicas y la necesidad de limitar movilidad del conjunto de la suspensión y de los neumáticos que se producen de forma teórica.

Para el futuro vehículo de competición el tren de suspensión trasero debe asegurar y garantizar la absorción de las irregularidades del camino, tanto en el agarre en el circuito como para el confort de piloto.

6.1. Ley de Grashof

Al tratarse de una suspensión con una forma equivalente a un mecanismo 4 barras, se hará uso de la Ley de Grashof, que dice:

LEY DE GRASHOF

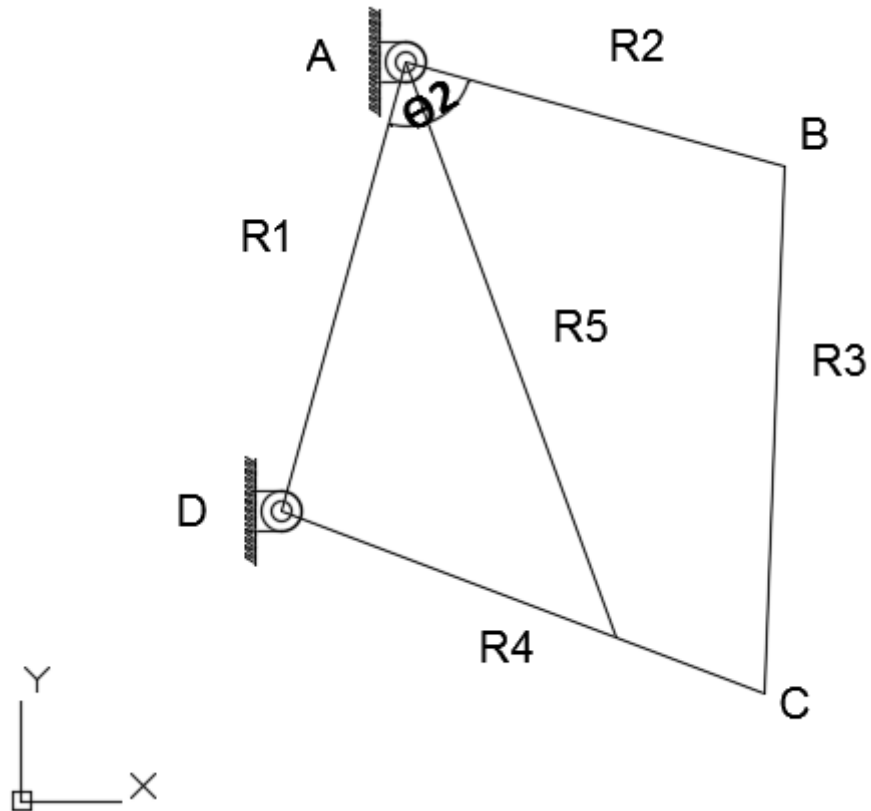
“Para un eslabonamiento plano de 4 barras, la suma de las longitudes más corta y más larga de los eslabones no puede ser mayor que la suma de las longitudes de los eslabones restantes, si se desea que exista una rotación relativa entre dos elementos.”

CUMPLE LA ECUACIÓN DE GRASHOF, EL MECANISMO NO SE BLOQUEA

Para mayor detalle ver Anexo III – Cálculos.

6.2. Análisis del mecanismo

Tras ésta comprobación del bloqueo del mecanismo a analizar y siguiendo los conocimientos de *Teoría de máquinas y mecanismos*, del libro J. E. SHIGLEY and J. J. UICKER, en el presente apartado se realizará un análisis teórico del mecanismo equivalente 4 barras, analizando la posición, la velocidad y la aceleración de los diferentes elementos principales.



Mecanismo equivalente 4 barras

Para el estudio del mecanismo se aplicará el método de cálculo por álgebra compleja, la cual permite realizar el estudio para todas las posiciones, velocidades y aceleraciones tanto reales como complejas que pueda tomar un mecanismo.

Sin más dilatación, a continuación se muestran los resultados de los cálculos realizados. Para solventar cualquier duda, ver más en detalle Anexo III - Cálculos

TABLA DE RESULTADOS POSICIÓN (PARA $\theta_2 = 90^\circ$)

POSICIONES	RESULTADOS
θ_3	-13 °
θ_4	95 °
θ_5	39,3 °
R5	45 cm

Al igual que en tabla anterior se muestran los resultados de las velocidades que existirían si la manivela o brazo superior tuviese una velocidad angular constante de 1 rad/s.

TABLA DE RESULTADOS VELOCIDADES (PARA $\dot{\theta}_2 = 1 \text{ rad/s}$)

VELOCIDADES	RESULTADOS
$\dot{\theta}_3$	0,781 (s^{-1})
$\dot{\theta}_4$	0,07 (s^{-1})
$\dot{\theta}_5$	2,95 (s^{-1})
R5	-130 cm/s

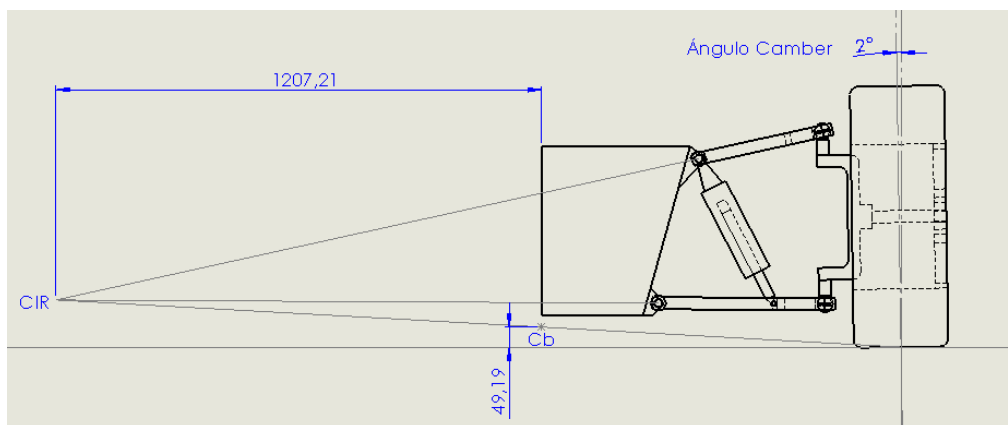
Finalmente, se muestran las aceleraciones que sufrirían la mangueta, el brazo inferior y el conjunto muelle-amortiguador. En ninguno de los casos se supera la aceleración de la manivela.

TABLA DE RESULTADOS ACELERACIÓN

VELOCIDADES	RESULTADOS
$\ddot{\theta}_3$	0,68 (s^{-2})
$\ddot{\theta}_4$	0,69 (s^{-2})
$\ddot{\theta}_5$	0,015 (s^{-2})
\ddot{R}_5	46 cm^2/s

6.3. CIR, Cb y CDG

Tras realizar el análisis del mecanismo y con la geometría y dimensiones de la suspensión perfectamente definidas, en el presente apartado se realizarán los cálculos del Centro Instantáneo de Rotación (CIR), Centro de Balanceo (Cb) y del Centro de Gravedad (CDG) del conjunto de la suspensión trasera.



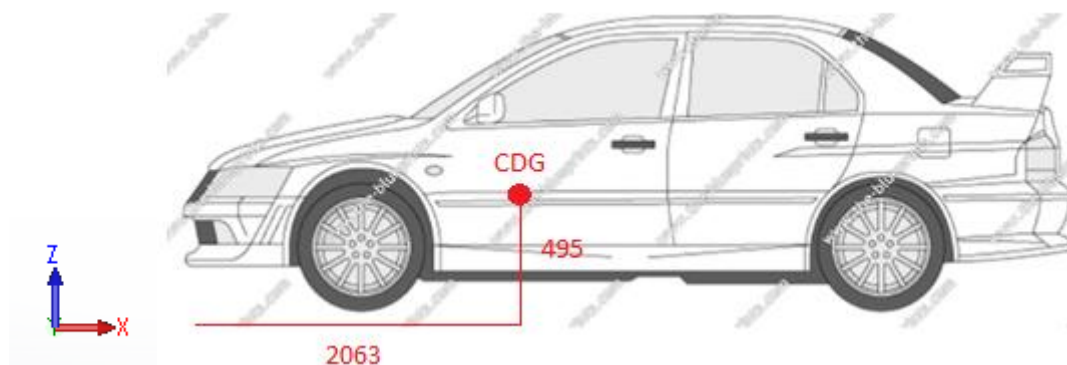
Distancia CIR: 1207 mm

Distancia Cb: 49 mm

En la imagen anterior se puede observar cómo se obtiene de forma gráfica el CIR y el Cb del conjunto de la suspensión diseñada. Ver más en detalle en el Anexo III – Cálculos, apartado 2, Cálculo gráfico del CIR y del Cb.

Para el cálculo del centro de gravedad (CDG), que depende exclusivamente de las masas de los diferentes componentes del vehículo y de las distancias y alturas a las que se encuentran dichas masas.

	Peso	Altura	Longitudinal
		Eje Z	Eje X
Medida	kg	mm	mm
NEUMÁTICOS Y LLANTAS	200	323	2222
CHASIS Y CARROCERÍA	950	650	2300
MOTOR	230	500	950



Finalmente, con estos datos con las ecuaciones necesarias para su cálculo, se obtiene la posición total del CDG del vehículo. Ver más en detalle en Anexo III – Cálculos, apartado 3, Centro de gravedad (CDG).

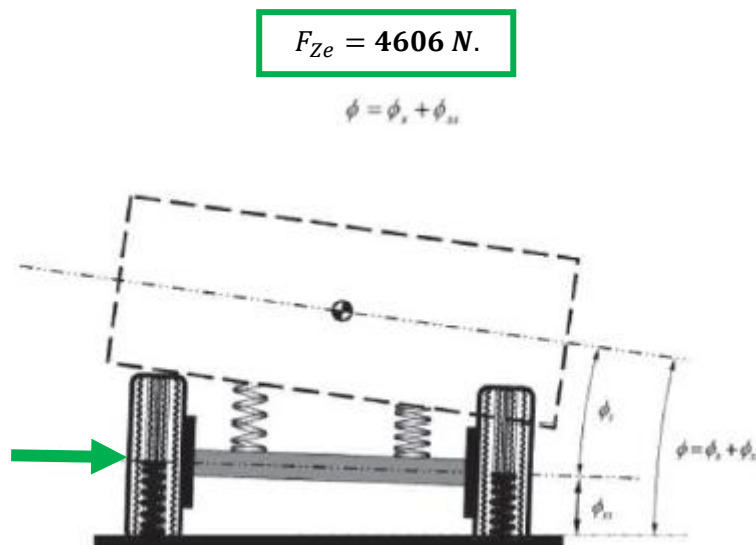
6.4. Estudio dinámico

En el presente apartado se realizará el análisis dinámico donde se tendrán en cuenta los movimientos principales a los que se ve sometido un vehículo.

Con ello se dará paso al cálculo dinámico tanto transversal como longitudinal, obteniendo la transferencia de carga en las tres hipótesis que se estudiarán en este proyecto: paso por curva, aceleración y frenada.

6.4.1. Transferencia de carga en curva (Dinámica Transversal)

El objetivo del presente apartado es el cálculo del valor de la fuerza centrífuga máxima (F_{Ze}) que soportará el vehículo en su paso por curva. Para ello hay que tener en cuenta los resultados del apartado anterior, las masas del vehículo, los diferentes ángulos de balanceo que puede sufrir y junto con ello el conjunto total del tren trasero del vehículo. Ver más en detalle en el Anexo III – Cálculos, apartado 4.1.



6.4.2. Transferencia de carga en frenada y en aceleración (Dinámica Longitudinal)

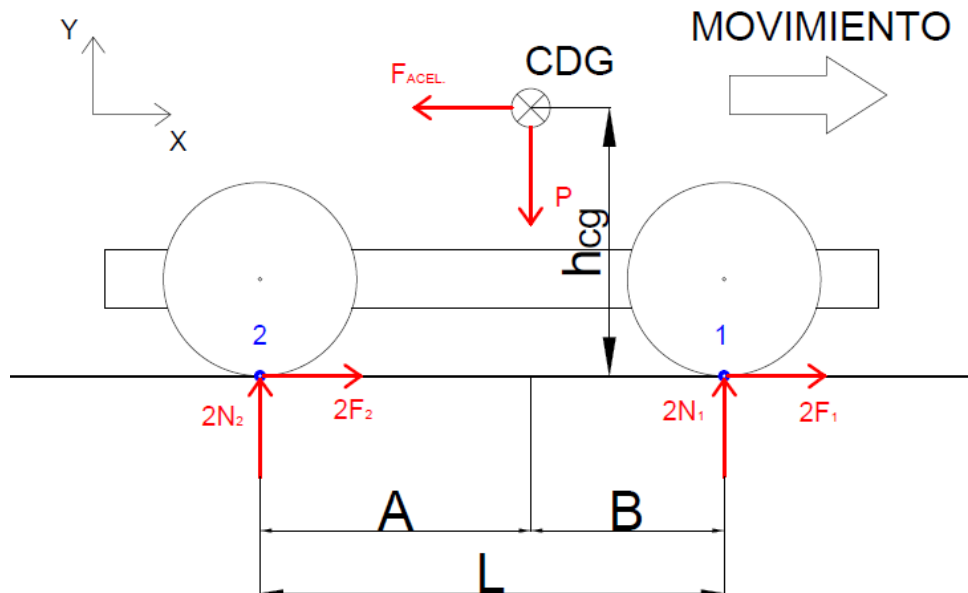
En el presente apartado del proyecto se estudiará la dinámica longitudinal del vehículo, tanto en aceleración como en frenada. Estas son las acciones más habituales en la circulación de un vehículo.

Como resultado de este apartado se obtendrán las cargas en el punto de contacto de la rueda con el suelo en el eje delantero y en el eje trasero. Sólo se tendrá en cuenta la carga que afecte al tren trasero del vehículo, ya que el proyecto se centra sólo en la suspensión trasera.

Aceleración

Cuando un vehículo acelera, se tiende a cargar el eje trasero, y aliviar de carga el eje delantero. Al cargar el eje trasero, el conjunto muelle-amortiguador se comprimirá.

Para calcular dicha carga se utilizará un modelo simplificado en el que se supone la suspensión rígida, utilizando el diagrama de cuerpo libre de la figura siguiente.

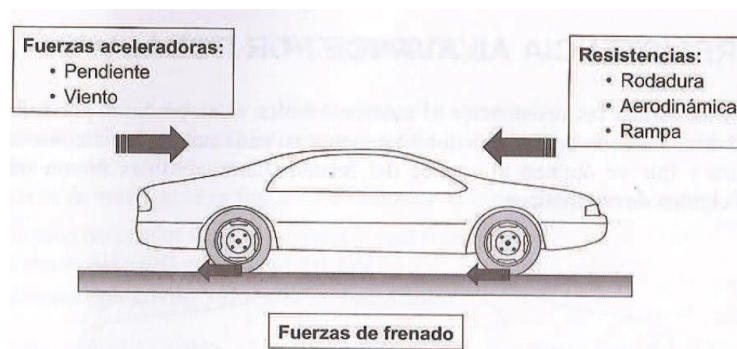


Este es el resultado final de la carga en el punto de contacto rueda-suelo del eje trasero para la transferencia de carga cuando el vehículo está en estado de aceleración:

$$N_2 = N_{traseira} = 4490,5 \text{ N}$$

Para mayor detalle y para solventar cualquier duda respecto a los cálculos de este apartado, ver Anexo III – Cálculos, apartado 4.2.1. Aceleración.

Frenada



Al igual que en el caso del apartado anterior, pero de forma inversa, cuando un vehículo frena, se alivia la carga del eje trasero. De esta manera el conjunto muelle-amortiguador se estirará.

Este es el resultado final de la carga en el punto de contacto rueda-suelo del eje trasero para la transferencia de carga cuando el vehículo está en estado de frenada:

$$N_2 = N_{trasera} = 4508,5 \text{ N}$$

Para mayor detalle y para solventar cualquier duda respecto a los cálculos de este apartado, ver Anexo III – Cálculos, apartado 4.2.2. Frenada.

6.5. Análisis de fuerzas de la suspensión

En el presente apartado se realizará el análisis de fuerzas. Para ello se estudiarán los tres casos diferentes que se han visto anteriormente a los que cualquier vehículo puede estar expuesto: ACCELERACIÓN, FRENADA y PASO POR CURVA.

Siendo la función de la suspensión mantener esa estabilidad, se estudiarán las fuerzas externas que actúan sobre la suspensión en esos tres estados, con los resultados obtenidos en el apartado anterior.

Para el cálculo de las cargas se utilizará el *método gráfico de fuerzas*. Posteriormente, con dichos resultados se podrá realizar una comprobación resistente con la herramienta de simulación de SolidWorks.

Para ver los resultados obtenidos y ver más en detalle el método utilizado, ver el Anexo III – Cálculos, apartado 5. Análisis de fuerzas de la suspensión y en el Anexo IV – Simulación.

7. Simulación

Tras la realización del diseño de la suspensión en paralelogramo deformable y su posterior cálculo, en este último apartado se realizará la simulación de los elementos principales que componen el conjunto de la suspensión. Para realizar la simulación se utilizará el método de Análisis de Elementos Finitos con el complemento de SIMULACIÓN SOLIDWORKS.

Como pequeño resumen de lo que se va a llevar a cabo en el presente apartado se puede decir que se va a realizar la simulación de los 4 elementos principales que componen el conjunto de la suspensión en paralelogramo deformable como son el brazo superior, el brazo inferior, la mangueta y el conjunto muelle-amortiguador. Para ello se utilizarán las cargas y situaciones más desfavorables.

Se tomarán como datos de partida los valores de las cargas que se han obtenido mediante el método gráfico de fuerzas en el apartado de cálculos. Con dichas cargas se realizará la simulación. Todo esto se puede ver más en detalle en Anexo IV – Simulación.

7.1. Material

Dado que la suspensión debe soportar cargas mayores a las de una suspensión convencional, se intenta buscar un material apropiado que responda bien mecánicamente a las exigencias del proyecto.

Dentro de la gran variedad de materiales que ofrece el programa Solidworks, se ha escogido para realizar la simulación el Acero A286 (Súper Aleación a base de hierro). Los sólidos y componentes de los 4 elementos principales serán de este material. Ver más en detalle en el Anexo IV – Simulación.

Propiedades mecánicas A286 Súper Aleación a base de hierro

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	201000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.31	N/D
Módulo cortante	77000	N/mm ²
Densidad de masa	7920	kg/m ³
Límite de tracción	620	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	275	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.65e-005	/K
Conductividad térmica	15.1	W/(m·K)

7.2. Conjunto muelle-amortiguador

El conjunto muelle amortiguador se verá sometido a fuerzas de compresión y de tracción. El valor y sentido de las fuerzas que se aplicarán en esta simulación se han obtenido gracias al método gráfico de fuerzas. Ver más en detalle Anexo III – Cálculo, apartado 5.

$$F_{COMPRESION} = 3950 \text{ N}$$

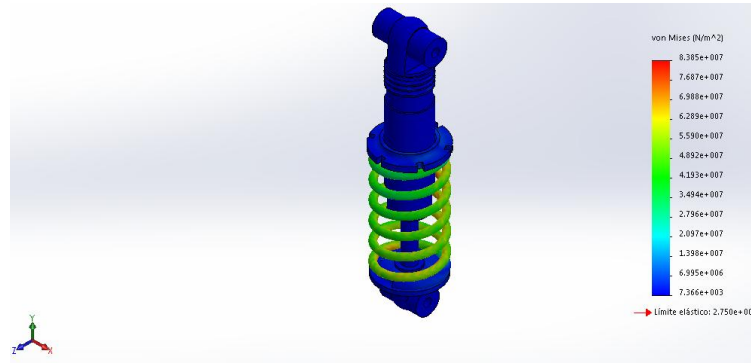
$$F_{TRACCIÓN} = 3905 \text{ N}$$

Cargas máximas axiales

7.2.1. A compresión

Se aplica una carga de compresión de 3950 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

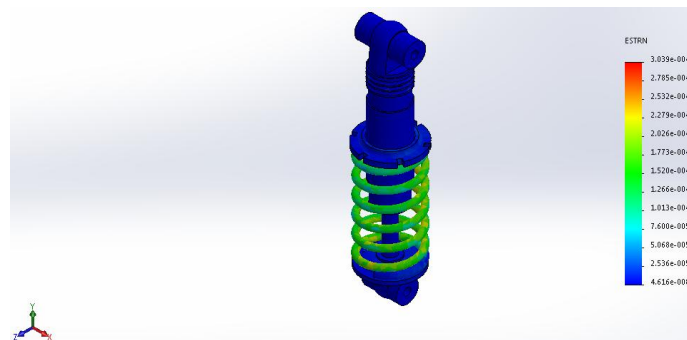
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $8,385 \cdot 10^7$ N/m²

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8$ N/m²

Deformaciones unitarias

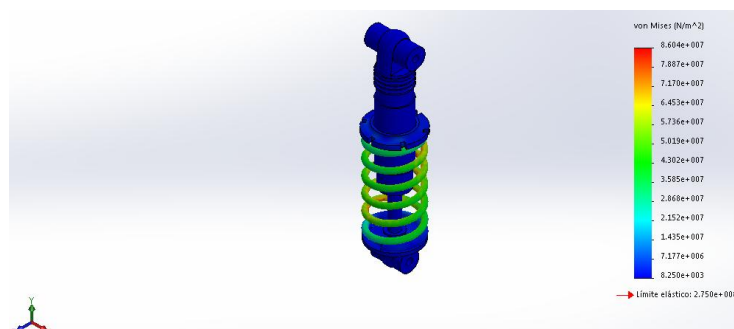


Ver más en detalle Anexo IV – Simulación. Apartado 2.1.1. A compresión

7.2.2. A tracción

En este apartado se seguirá el mismo procedimiento que en el anterior, pero en este caso se aplicará una fuerza de tracción de 3905 N.

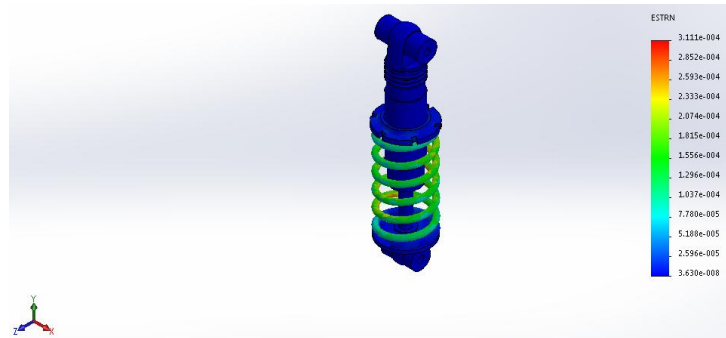
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $8,604 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

Deformaciones unitarias

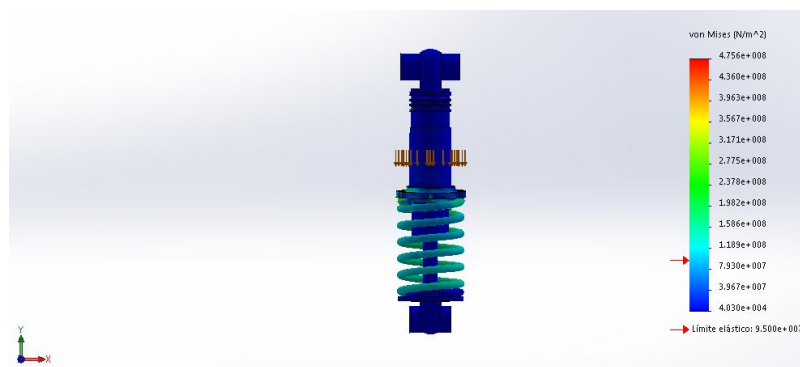


Gráficamente se puede observar como las tensiones y las deformaciones están dentro del límite elástico del material escogido. Para mayor detalle y conclusiones, ver Anexo IV – Simulación. Apartado 2.1.2. A tracción

7.2.3. Aluminio 7075

También se realiza una simulación aplicando como material el aluminio 7075. Al igual que en el caso anterior, se introduce una carga de compresión de 3950 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $4,75 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

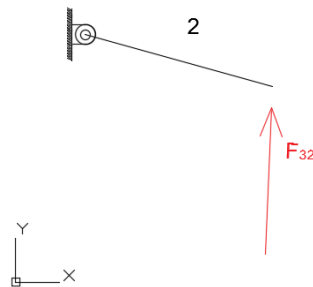
Su límite elástico es de $9,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

7.3. Brazo superior y brazo inferior

A diferencia del conjunto muelle-amortiguador, estos dos elementos principales se verán sometidos a cargas de flexión. Por lo tanto, la comprobación resistente en este caso se realizará con un análisis estático a flexión.

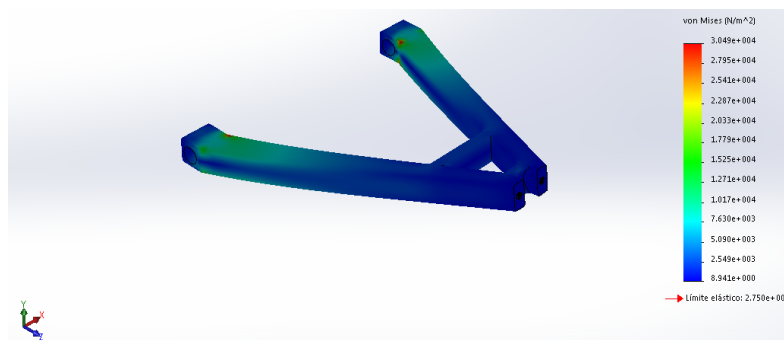
7.3.1. Brazo superior

Gracias al método gráfico de fuerzas se sabe que la fuerza que genera la mangueta sobre el brazo superior es de $F_{32} = 2250 \text{ N}$



Se aplica una carga de vertical positiva en el eje Y de 2250 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

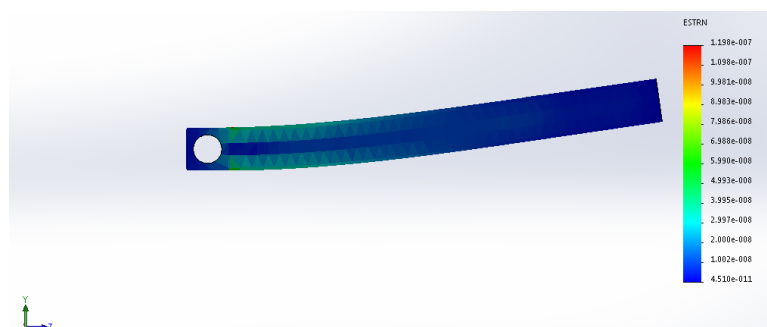
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $3,049 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$

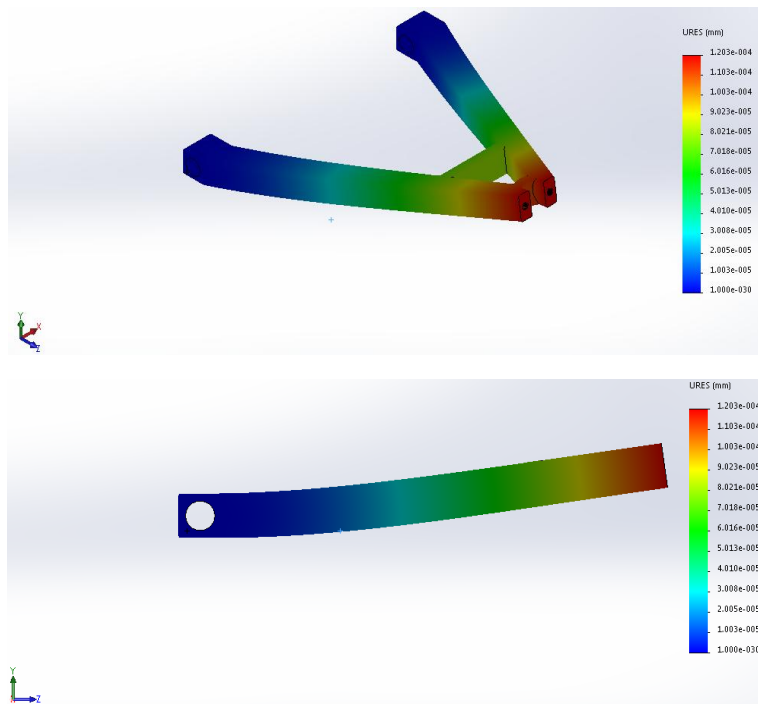
Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

Deformaciones unitarias



Ya que se trata de un estudio a flexión, también se estudiarán los desplazamientos que sufre el brazo superior en su punto de máxima flexión.

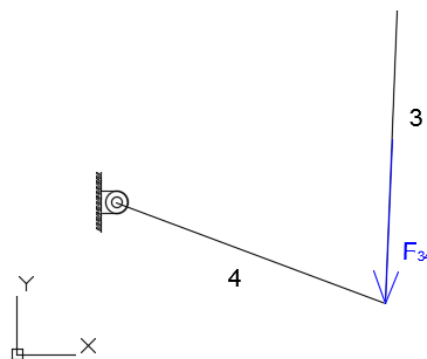
Desplazamientos (mm)



El desplazamiento máximo que sufrirá el brazo superior es de $1,203 \cdot 10^{-4}$ mm, algo casi despreciable.

7.3.2. Brazo inferior

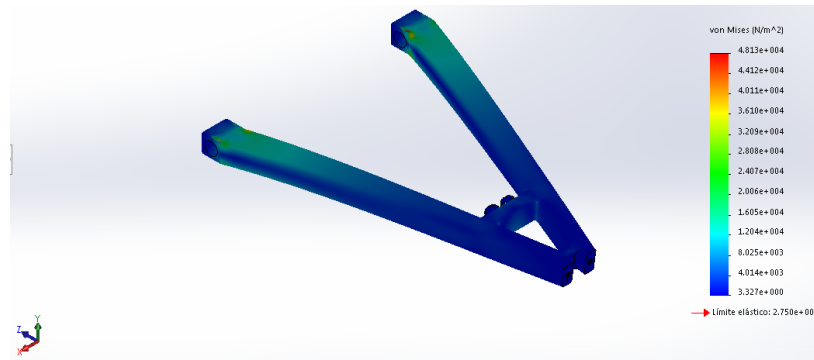
La fuerza que genera la mangueta sobre el brazo inferior es de $F_{34} = 1963$ N



Fuerza que genera la mangueta sobre el brazo inferior

Se aplica una carga de vertical positiva en el eje Y de 1963 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

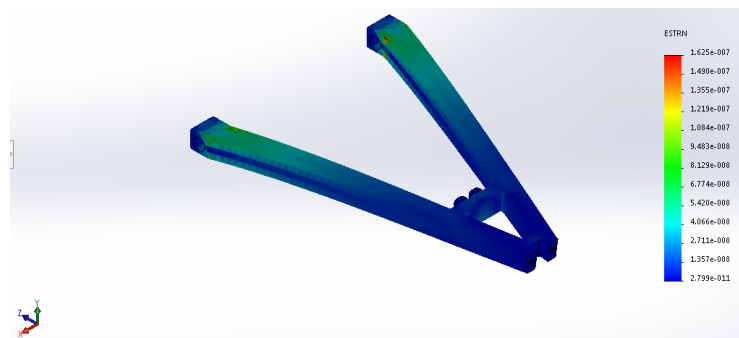
Tensiones Von Mises (N/m²)



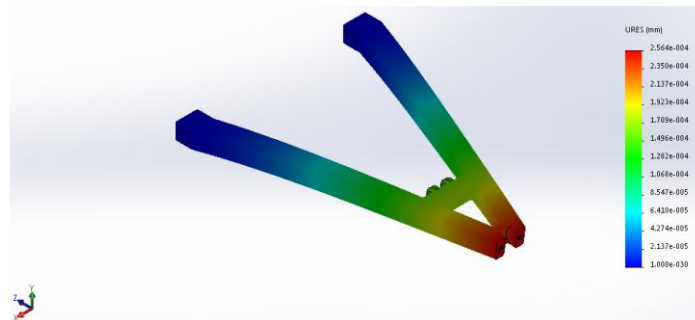
La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $4,813 \cdot 10^4$ N/m²

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8$ N/m²

Deformaciones unitarias



Desplazamientos (mm)



7.4. Mangueta

Para finalizar con el apartado de simulación del proyecto, solo falta por realizar la simulación de la mangueta. Este elemento principal de la suspensión en paralelogramo deformable es el primero en recibir la carga externa después de la rueda. La mangueta soportará la carga directa N_2 obtenida en el apartado de análisis estático y dinámico del Anexo de Cálculos.

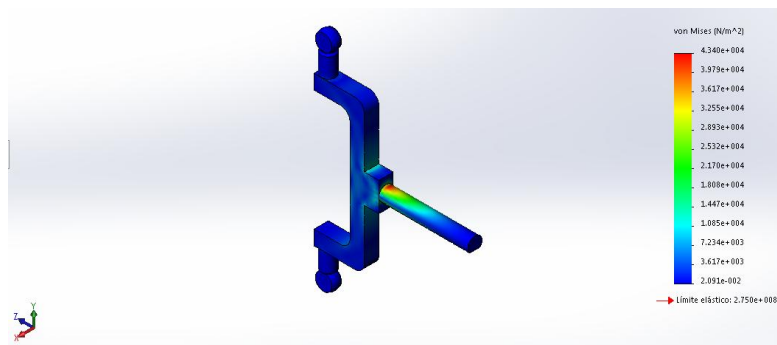
$$F_{ACELERACIÓN} = 2245 \text{ N}$$

$$F_{PASO POR CURVA} = 4606 \text{ N}$$

7.4.1. Aceleración

Se aplica una carga vertical positiva de 2245 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

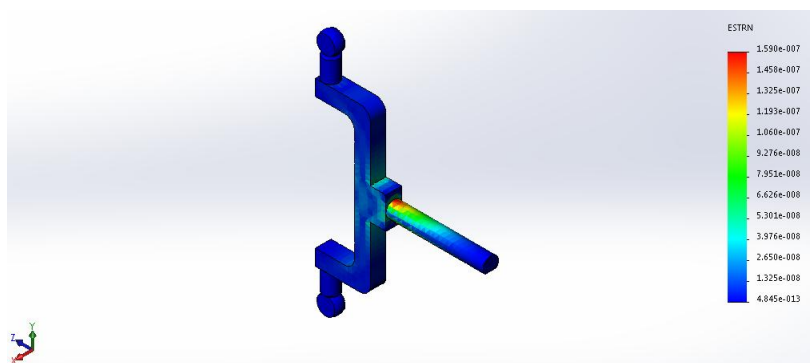
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $4,340 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$

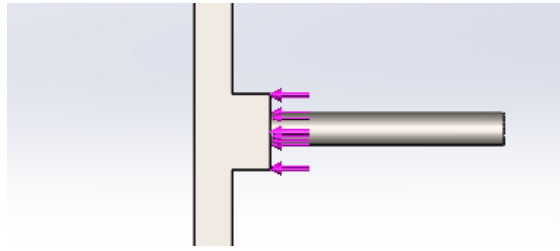
Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

Deformaciones unitarias

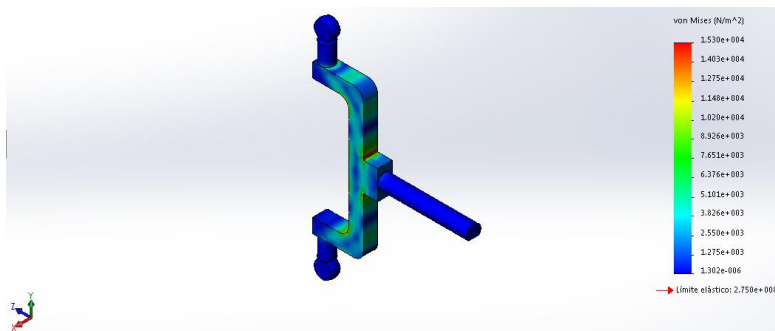


7.4.2. Paso por curva

En este apartado se seguirá el mismo procedimiento que en el anterior, pero en este caso se aplicará una fuerza lateral entrante de 4606 N.



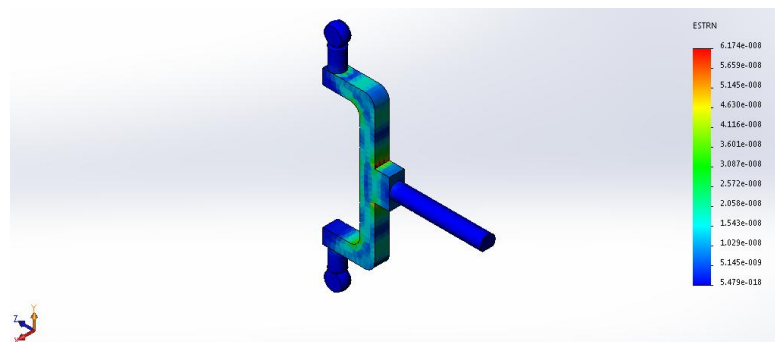
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $1,530 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

Deformaciones unitarias



Se ha realizado una comprobación resistente de los 4 elementos principales que componen la suspensión en paralelogramo deformable ante las situaciones más desfavorables a las que se pueda ver enfrentada.

Como se ha podido observar, en ninguna de las simulaciones realizadas se han obtenido resultados de tensiones, deformaciones y desplazamientos no aceptables, los cuales hubiesen requerido un replanteamiento de alguna de las variables del proyecto.

8. Orden de prioridad entre los documentos

Se establece el siguiente orden de prioridad ante discrepancias o incompatibilidades de la memoria del siguiente proyecto:

1. Pliego de condiciones
2. Presupuesto
3. Memoria
4. Planos

ANEXOS

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

17031-803G

AUTOR: Mikel Azpiazu Barrios

ANEXO I

ESTUDIOS PREVIOS

INDICE DE CONTENIDOS

ANEXO I – ESTUDIOS PREVIOS

ANEXO I - ESTUDIOS PREVIOS.....	2
1. Suspensiones en vehículos automóviles.....	2
1.1. Suspensión rígida.....	2
1.2. Suspensión semirrígida.....	4
1.2.1. Sistema de Dion.....	4
1.2.2. Sistema de eje torsional.....	5
1.3. Suspensión independiente.....	6
1.3.1. Suspensión de eje oscilante.....	7
1.3.2. Suspensión McPherson.....	7
1.3.3. Suspensión multibrazo (multilink).....	9
1.3.4. Suspensión de paralelogramo deformable.....	9
2. Elección.....	11
2.1. Elección del tipo de suspensión.....	11
2.2. Modificaciones y prestaciones competitivas.....	12
2.2.1. Acortar el brazo superior.....	12
2.2.2. Ángulo de caída de la rueda.....	12
2.2.3. Conjunto muelle-amortiguador.....	13
2.3. Elección del vehículo.....	13
2.3.1. Datos a tener en cuenta.....	17

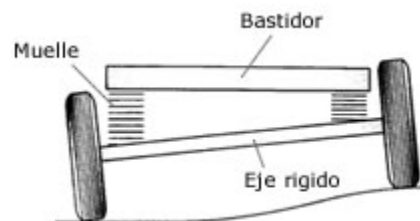
ANEXO I - ESTUDIOS PREVIOS

1. Suspensiones en vehículos automóviles

Para llevar a cabo presente proyecto primeramente se realizará un estudio previo de la evolución que han tenido las suspensiones vehiculares desde sus inicios y de los diferentes tipos de suspensiones que existen en el mercado de la automoción.

1.1. Suspensión rígida

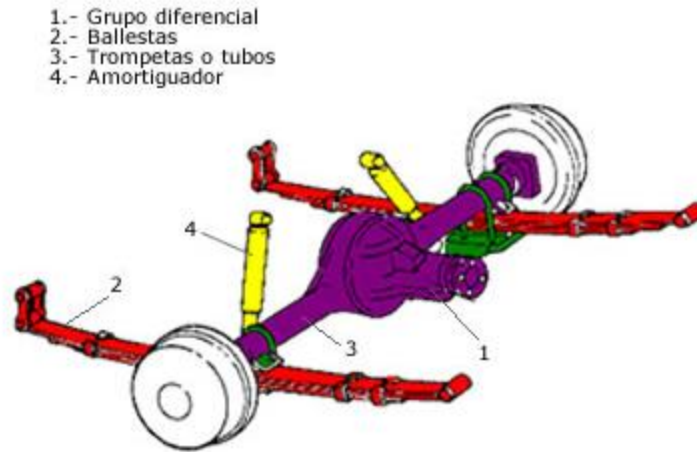
Las primeras suspensiones estaban formadas por un eje rígido, en cuyos extremos se montaban las ruedas. Como consecuencia de ello, todo el movimiento que afecta a una rueda se transmite a la otra del mismo eje. En la siguiente imagen se puede ver cómo al elevarse una rueda, se extiende su inclinación al eje y de este a la otra rueda. Como el eje va fijado directamente sobre el bastidor (chasis), la inclinación se transmite a todo el vehículo. Este montaje es muy resistente y más económico de fabricar, pero tiene la desventaja de ser poco cómodo para los pasajeros y una menor seguridad.



Además, el peso de las masas no suspendidas aumenta notablemente debido al peso del eje rígido y al peso del grupo cónico diferencial en los vehículos de tracción trasera. En estos últimos, el grupo cónico sube y baja en las oscilaciones como un parte integradora del eje rígido.

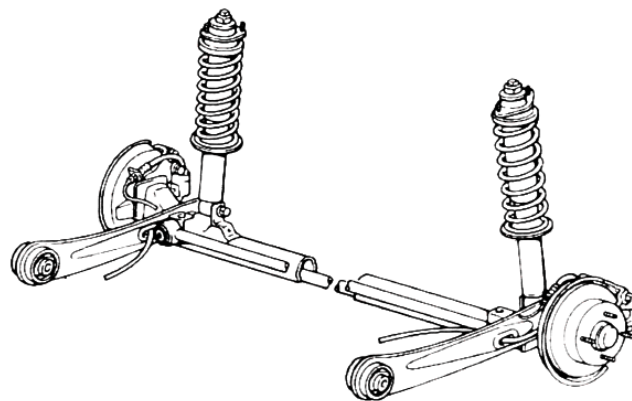
Como principal ventaja, los ejes rígidos destacan por su sencillez de diseño y no producen variaciones significativas en los parámetros de la rueda como caída, avance, etc. El principal uso de esta disposición de suspensión se realiza sobre todo en vehículos industriales: autobuses, camiones y vehículos todo terreno.

En la siguiente figura se muestra un modelo de eje rígido actuando de eje propulsor. En estos casos, el eje está constituido por una caja que contiene el mecanismo diferencial (1) y por los tubos (3) que contienen los palieres. El eje rígido en este caso se apoya contra el bastidor mediante ballestas (2) que hacen de elemento elástico transmitiendo las oscilaciones. Completan el conjunto los amortiguadores (4) que irán anclados al chasis o bastidor.



Suspensión rígida para el eje trasero propulsor

En la siguiente imagen se observa una suspensión rígida trasera que sustituye a las ballestas por muelles. Esta suspensión no presenta rigidez longitudinal, de forma que el eje rígido lleva incorporada barras longitudinales que mantienen el eje fijo en su posición, evitando que se mueva el eje longitudinal.



Suspensión rígida trasera

Además, para estabilizar el eje y generar un único centro de balanceo de la suspensión, se añade una barra transversal que une el eje con el bastidor. Esta barra es conocida como barra Panhard. Tanto las barras longitudinales como la barra Panhard disponen de articulaciones elásticas que las unen con el eje y la carrocería.

1.2. Suspensión semirrígida

Las suspensiones semirrígidas son muy parecidas a las anteriores, su principal diferencia es que las ruedas están unidas entre sí y en el eje rígido pero transmitiendo de una forma parcial las oscilaciones que reciben de las irregularidades del terreno.

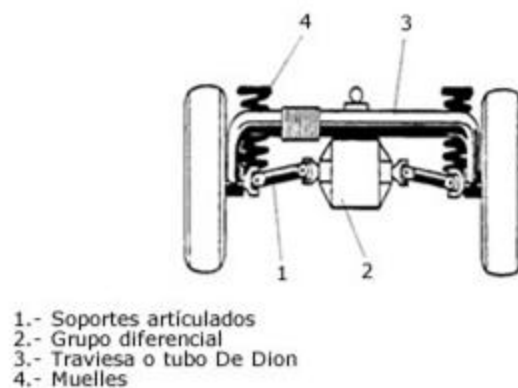
En cualquier caso, aunque la suspensión no es rígida total, tampoco es independiente. La función motriz se separa de la función de la suspensión y de guiado, es decir, el diferencial se une al chasis y no es soportado por la suspensión.

Dentro de las suspensiones semirrígidas existen dos tipos: la de Dion y la de eje torsional.

1.2.1. Sistema de Dion

En la siguiente figura se muestra una suspensión de Dion. En ella las ruedas van unidas mediante soportes articulados (1) al grupo diferencial (2) que, en la suspensión con eje de Dion es parte de la masa suspendida, es decir, va anclado al bastidor del automóvil. Bajo este aspecto, se transmite el giro a las ruedas a través de los semiejes (palieres) como en las suspensiones independientes. A su vez, ambas ruedas están unidas entre sí mediante un tubo de Dion (3) que las ancla de forma rígida permitiendo a la suspensión deslizamientos longitudinales.

Este sistema tiene la ventaja, frente al eje rígido, de disminuir la masa no suspendida (debido al poco peso de la traviesa del eje de Dion y al anclaje del grupo diferencial al bastidor), y a mantener los parámetros de la rueda prácticamente constantes como los ejes rígidos gracias al anclaje rígido de la traviesa. La suspensión posee, además, elementos elásticos de tipo muelle helicoidal (elemento 4) y suele ir acompañada de brazos longitudinales que limitan los desplazamientos longitudinales.



Suspensión semirrígida de Dion

1.2.2. Sistema de eje torsional

El eje torsional es otro tipo de suspensión semirrígida utilizada en las suspensiones traseras, en vehículos que tienen tracción delantera. El tubo que une las dos ruedas tiene forma de U, por lo que es capaz de deformarse un cierto ángulo cuando una de las ruedas encuentra un obstáculo para después, una vez pasado el obstáculo, volver a la posición inicial.

Las ruedas están sujetas rígidamente a dos brazos longitudinales unidos por un travesaño que se tuerce durante las sacudidas no simétricas, dando estabilidad al vehículo.

Esta configuración da lugar, a causa de la torsión del puente, a una recuperación parcial del ángulo de caída de alto efecto de estabilización, características que, junto al bajo peso, bajo coste y poco espacio que ocupa, resulta ideal para instalarla junto con otros componentes en la parte inferior del vehículo (depósito de combustible, escape, etc.).

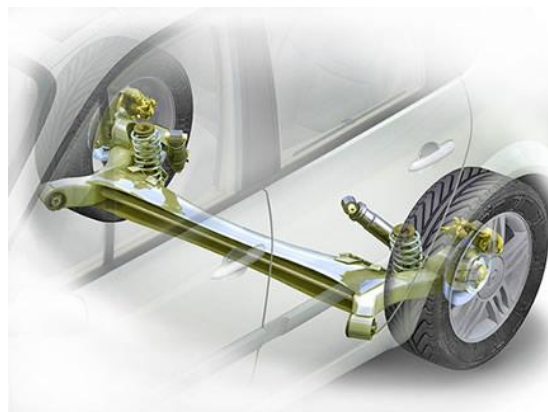
Esta configuración ha convertido a este tipo de suspensiones en una de las más empleadas en vehículos de gama media-baja.

En la siguiente imagen se observa un esquema de sistema de eje torsional.



Sistema de eje torsional

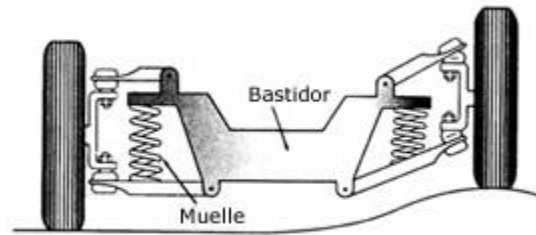
En la siguiente figura se observa una figura de un eje torsional integrado en un vehículo.



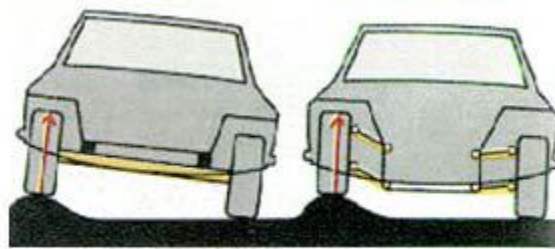
Sistema de eje torsional en vehículo

1.3. Suspensión independiente

El sistema de suspensión independiente tiene un montaje elástico independiente que no está unido a otras ruedas. A diferencia del sistema rígido, el movimiento de una rueda no se transmite a la otra y la carrocería resulta menos afectada. En la siguiente imagen se muestra una suspensión independiente.



Suspensión independiente



Comparación entre suspensión rígida e independiente

Actualmente, la suspensión independiente a las cuatro ruedas se va utilizando cada vez más debido a que es la más óptima desde el punto de vista de confort y estabilidad, al reducir de forma independiente las oscilaciones generadas por el pavimento sin transmitirlas de una rueda a otra del mismo eje.

La principal ventaja añadida de la suspensión independiente es que posee menos masa no suspendida que otros tipos de suspensión, por lo que las acciones transmitidas al chasis son de menor magnitud.

El diseño de este tipo de suspensión debe garantizar que las variaciones de caída de rueda y ancho de ruedas en dichas ruedas directrices deben ser pequeñas para conseguir una dirección segura del vehículo.

Por el contrario, para cargas elevadas esta suspensión puede presentar problemas. Actualmente este tipo de suspensión es el único que se utiliza para las ruedas directrices.

El número de modelos de suspensión independientes es muy amplio y, además, posee numerosas variantes.

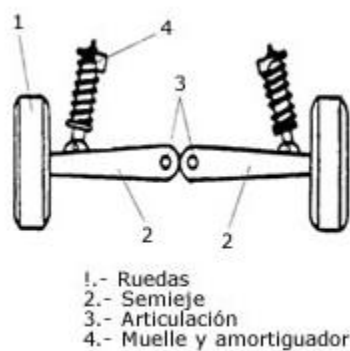
Los principales tipos de suspensiones de tipo independiente son:

- Suspensión de eje oscilante
- Suspensión McPherson
- Suspensión multibrazo (multilink)
- **Suspensión de paralelogramo deformable**

1.3.1. Suspensión de eje oscilante

La peculiaridad de la suspensión de eje oscilante, se muestra en la siguiente figura. El elemento la rueda (1) y el semieje (2) son solidarios (salvo el giro de la rueda), de forma que el conjunto oscila alrededor de una articulación (3) próxima al plano medio longitudinal del vehículo.

Este tipo de suspensión no se puede usar como eje directriz puesto que en el movimiento oscilatorio de los semiejes se altera notablemente la caída de las ruedas en las curvas. Completan el sistema de suspensión dos conjuntos muelle-amortiguador telescópico (4).



Suspensión de eje oscilante

1.3.2. Suspensión McPherson

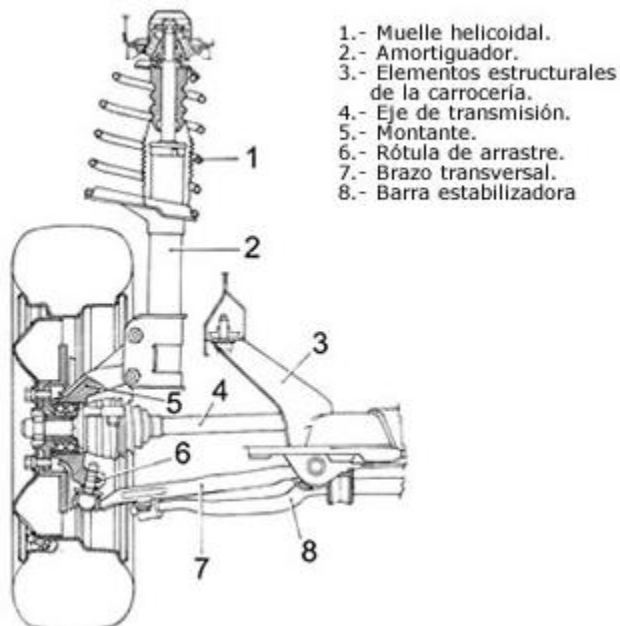
La suspensión *McPherson* fue desarrollada por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford del cual recibe su nombre. Este sistema es uno de los más utilizados actualmente en el tren delantero aunque se puede montar igualmente en el trasero.

Este sistema ha tenido mucho éxito, sobre todo en vehículos más modestos, por su sencillez de fabricación y mantenimiento, el coste de producción y el poco espacio que ocupa.

Con esta suspensión es imprescindible que la carrocería sea más resistente en los puntos donde se fijan los amortiguadores y muelles, con objeto de absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión. En la siguiente imagen se observa una suspensión *McPherson*.



Suspensión McPherson



Esquema de un sistema de suspensión McPherson

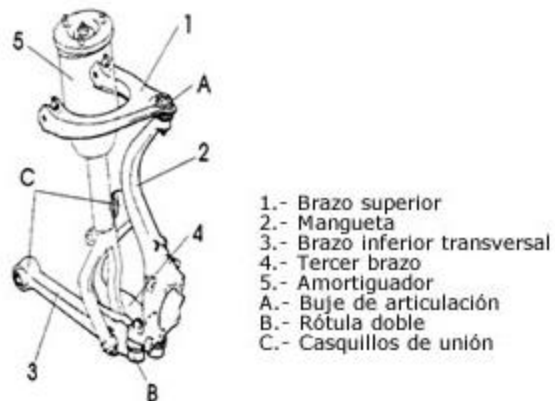
1.3.3. Suspensión multibrazo (multilink)

Las suspensiones *multibrazo* se basan en el mismo concepto básico que sus precursoras: las suspensiones de paralelogramo deformable; es decir, el paralelogramo está formado por dos brazos transversales, la mangueta de la rueda y el propio bastidor.

La diferencia fundamental que aportan estas nuevas suspensiones es que los elementos guía de la suspensión *multibrazo* pueden tener anclajes elásticos mediante manguitos de goma.

Gracias a esta variante, las suspensiones *multibrazo* permiten modificar tanto los parámetros fundamentales de la rueda, como la caída o la convergencia, de la forma más apropiada de cara a la estabilidad en las distintas situaciones de uso del automóvil.

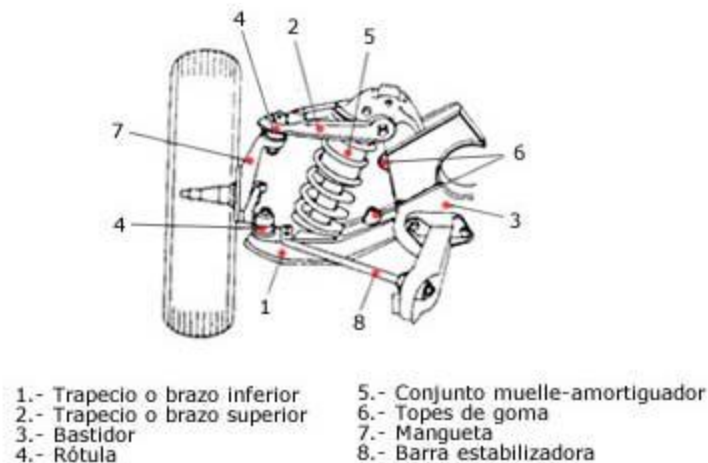
Esto significa que las dinámicas longitudinal y transversal pueden configurarse de forma precisa y prácticamente independiente entre sí, y que puede alcanzarse un grado máximo de estabilidad direccional y confort.



Esquema de una suspensión multibrazo delantera

1.3.4. Suspensión de paralelogramo deformable

La suspensión de paralelogramo deformable, junto con la McPherson, es la más utilizada en un gran número de automóviles, tanto para el tren delantero como para el trasero. Esta suspensión también se denomina suspensión por trapecio articulado y suspensión mecanismo 4 barras.



Esquema suspensión de paralelogramo deformable

En la figura anterior se muestra una suspensión convencional de paralelogramo deformable. El paralelogramo está formado por un brazo superior (2) y otro inferior (1) que están unidos al chasis a través de unos pivotes, cerrando el paralelogramo a un lado el propio chasis y al otro la propia mangueta de la rueda (7). La mangueta está articulada con los brazos mediante rótulas esféricas o semiesféricas (4) (dependiendo de si se trata de la suspensión delantera o trasera respectivamente).

Los elementos elásticos y amortiguador coaxiales (5) son de tipo resorte helicoidal e hidráulico telescópico, respectivamente, y están unidos por su parte inferior al brazo inferior y por su parte al bastidor.

Completan el sistema unos topes (6) que evitan que el brazo inferior suba lo suficiente como para sobrepasar el límite elástico del muelle y un estabilizador lateral (8) que va anclado al brazo inferior (1).

Con distintas longitudes de los brazos (1) y (2) se pueden conseguir distintas geometrías de la suspensión de forma que puede variar la estabilidad y la dirección según sea el diseño de estos tipos de suspensión.

Aunque este tipo de suspensión se utiliza tanto para suspensiones delanteras como traseras, sí que es cierto que su comportamiento mejora en la parte trasera, ya que el sistema de mecanismo 4 barras no queda modificado por la rotación de las ruedas del vehículo.

2. Elección

Tras el estudio de la evolución, tipos y características de las suspensiones automovilísticas para el presente proyecto se escoge la suspensión en tipo PARALELOGRAMO DEFORMABLE.

2.1. Elección del tipo de suspensión

SUSPENSIÓN EN PARALELOGRAMO DEFORMABLE

- **Sencillez geométrica:** la sencillez de la geometría de los diferentes elementos que componen una suspensión en paralelogramo deformable aporta un gran abanico de posibilidades en cuanto al diseño se refiere. No existen tantas exigencias geométricas como en los otros tipos de suspensiones.
- **Mayor eficiencia en suspensiones traseras:** ya que el presente proyecto se centra en la suspensión trasera de un vehículo, este tipo de suspensión se adaptará mejor a las exigencias.
- **Similitud geométrica y funcional con un mecanismo 4 barras:** gracias a una serie de asignaturas relacionadas con la teoría de máquinas y mecanismos, la geometría de este tipo de suspensión se familiariza con los estudios realizados en el grado de Ingeniería Mecánica.
- **Modificaciones competitivas:** este tipo de suspensión ofrece mayor abanico de posibilidades en cuanto a la modificación de los elementos que la constituyen, ya que son elementos menos complejos geométricamente en comparación con los otros tipos de suspensión (brazos, mangueta...).

Como anteriormente se ha comentado, los 4 elementos principales que constituyen una suspensión en paralelogramo deformable son:

- Brazo superior
- Brazo inferior
- Mangueta
- Conjunto muelle-amortiguador

2.2. Modificaciones y prestaciones competitivas

En referencia a la adaptación de una suspensión en paralelogramo deformable a la competición automovilística, también se ha realizado un estudio previo de en referencia a los cambios y modificaciones que puede llegar a sufrir una suspensión de este tipo.

Modificando las dimensiones y características físicas de alguno de los 4 elementos nombrados anteriormente, se conseguirá la adaptación de una suspensión de paralelogramo deformable convencional a una de competición.

A continuación se van a plantear las modificaciones y prestaciones generales que se van a aplicar al diseño de la suspensión.

- Acortar el brazo superior
- Ángulo de caída de la rueda
- Cambio conjunto muelle-amortiguador
- Elección del material de los elementos de la suspensión

2.2.1. Acortar el brazo superior

Por norma general, en una suspensión en paralelogramo deformable el brazo superior y el brazo inferior suelen tener longitudes similares (desde el punto de anclaje con el chasis hasta el punto de contacto con la rótula semi-esférica de la mangueta).

La siguiente modificación es la del ángulo de caída de la rueda. Por ejemplo, si se modifica la longitud del brazo superior se puede obtener mayor o menor ángulo de caída. En este caso se ha escogido la opción de acortar la longitud del brazo superior, por lo que se conseguirá un ángulo de caída negativo.

2.2.2. Ángulo de caída de la rueda

Por definición el ángulo de caída de una rueda es el ángulo que forma la línea del eje vertical del terreno con la línea del eje vertical de la rueda o desfase del ángulo entre el eje vertical de la rueda y el eje vertical del terreno. Como se puede observar en la siguiente imagen, el ángulo de caída puede ser de forma negativa o de forma positiva.



Diferencia entre ángulo de caída negativo o positivo

2.2.3. Conjunto muelle-amortiguador

Dentro de las modificaciones que va a sufrir la suspensión original, una de las más importantes es la sustitución del conjunto muelle-amortiguador. En este caso el amortiguador de serie se sustituirá por uno con mejores prestaciones.

El nuevo conjunto muelle-amortiguador deberá resistir las cargas externas máximas que se calcularán más adelante. Por lo tanto, el material a elegir será de gran importancia. Gracias a programa de diseño SolidWorks y a su amplia biblioteca no habrá problema en encontrar un material que se adapte a las exigencias del proyecto.

Geométricamente el conjunto deberá estar compuesto por un brazo hidráulico con dos extremos con los que se pueda conectar el chasis con el brazo inferior. En su interior quedará comprendido un muelle de alta dureza y resistencia el cual aportará rigidez al mecanismo de la suspensión.

A parte de las dimensiones, el diseño de este elemento principal se realizará a criterio libre.

2.3. Elección del vehículo

Tras el estudio de los diferentes tipos de suspensiones y su posterior elección, se realizará la elección del vehículo sobre el que se aplicará la modificación de la suspensión en paralelogramo deformable, tomando como única restricción que la suspensión trasera del vehículo elegido debe tener dicha forma.

A parte de dicha restricción, se debe tener en cuenta también que el ámbito de aplicación de este proyecto está orientado a la competición automovilística, por lo que las características de potencia, cilindrada y peso del vehículo serán aspectos importantes a tener en cuenta.

Por lo tanto, teniendo en cuenta lo comentado anteriormente, se comenzará con la elección del vehículo sobre el que se aplicará la modificación de la suspensión trasera.

Con las características y restricciones mencionadas en la parte superior y tras realizar un estudio del mercado de la automoción y del centro de estadísticas de la RFEA (Real Federación Española de Automovilismo), uno de los vehículos que mejor se adapta a las restricciones, obligaciones y características del proyecto es el Mitsubishi Lancer Evo VII (año 2001):



Mitsubishi Lancer Evo VII

El Mitsubishi Lancer Evo VII 2.0 fue fabricado entre el año 2001 y el 2003. Viene de fábrica con una suspensión delantera de tipo McPherson y una suspensión trasera en Paralelogramo Deformable, tal y como lo exige el proyecto. Con un motor de 1997 cc contenidos en 4 cilindros en línea y una potencia máxima de 280 CV, puede llegar a alcanzar una velocidad máxima de 253 km/h, teniendo una aceleración de 0 a 100 km/h en 5,3 segundos y con un peso de fábrica de 1380 kg.

El combustible que utiliza es gasolina y se trata de un motor sobrealimentado con un turbo-intercooler. Dispone de una caja de cambios de 5 velocidades. Definitivamente es un vehículo con unas prestaciones muy altas y que, además, se ajustan perfectamente a las restricciones y características competitivas del proyecto.

Como se puede observar se trata de un vehículo veloz, y a su vez ligero, teniendo de serie algunas prestaciones orientadas a la competición, como pueden ser la potencia máxima, la sobrealimentación de la combustión del motor o la ventilación de los frenos.

A continuación se presenta la ficha técnica del vehículo, con todas las prestaciones, dimensiones y datos necesarios para la realización del diseño del proyecto:

- FICHA TÉCNICA (MITSUBISHI LANCER EVO VII 2.0)**

Prestaciones y consumos homologados	
Velocidad máxima (km/h)	253
Aceleración 0-100 km/h (s)	5,3
Aceleración 0-1000 m (s)	--
Recuperación 80-120 km/h en 4ª (s)	3,9
Consumo urbano (l/100 km)	15,7
Consumo extraurbano (l/100 km)	8,0
Consumo medio (l/100 km)	10,7
Emisiones de CO ₂ (gr/km)	--
Normativa de emisiones	--

Dimensiones, peso, capacidades	
Tipo de Carrocería	Turismo
Número de puertas	4
Largo / ancho / alto (mm)	4455 / 1770 / 1450
Batalla / vía delantera - trasera (mm)	2625 / 1515 - 1515
Coefficiente Cx / Superficie frontal (m ²) / Factor de resistencia	-- / -- / --
Peso (kg)	1380
Tipo de depósito:	
Combustible Gasolina (litros)	50
Número de plazas / Distribución de asientos	5 / 2 + 3

Ficha técnica (1)

Motor de Combustión	
Propósito	Impulsar el vehículo
Combustible	Gasolina
Potencia máxima CV - kW / rpm	280 - 206 / 6500
Par máximo Nm / rpm	383 / 3500
Situación	Delantero transversal
Número de cilindros	4 - En línea
Material del bloque / culata	Hierro / Aluminio
Diámetro x carrera (mm)	85,0 x 88,0
Cilindrada (cm ³)	1997
Relación de compresión	8,8 a 1
Distribución	4 válvulas por cilindro. Dos árboles de levas en la culata
Alimentación	Inyección Indirecta. Turbo. Intercooler
Automatismo de parada y arranque del motor ("Stop/Start")	No

Transmisión	
Tracción	Total
Caja de cambios	Manual, 5 velocidades
Tipo de Embrague	--
Tipo de mecanismo	--
Desarrollos (km/h a 1.000 rpm)	
1ª	9,3
2ª	13,3
3ª	18,5
4ª	25,2
5ª	36,1

Ficha técnica (2)

Chasis	
Suspensión delantera (estructura/muelle)	Tipo McPherson / Resorte helicoidal
Suspensión trasera (estructura/muelle)	Paralelogramo deformable / Resorte helicoidal
Barra estabilizadora (delante/detrás)	Sí / Sí
Frenos delanteros (diámetro mm)	Disco ventilado (320)
Frenos traseros (diámetro mm)	Disco ventilado (302)
Dirección:	
Tipo	Cremallera
Tipo de asistencia	--
Asistencia en función de la velocidad	No
Desmultiplicación en función de la velocidad	No
Desmultiplicación no lineal	No
Desmultiplicación dirección	--
Dirección a las cuatro ruedas	No
Diámetro de giro entre bordillos / paredes (m)	11,8 / --
Vueltas de volante entre topes	--
Neumáticos delanteros	235/45 R17
Neumáticos traseros	235/45 R17
Llantas delanteras	8,0 x 17
Llantas traseras	8,0 x 17

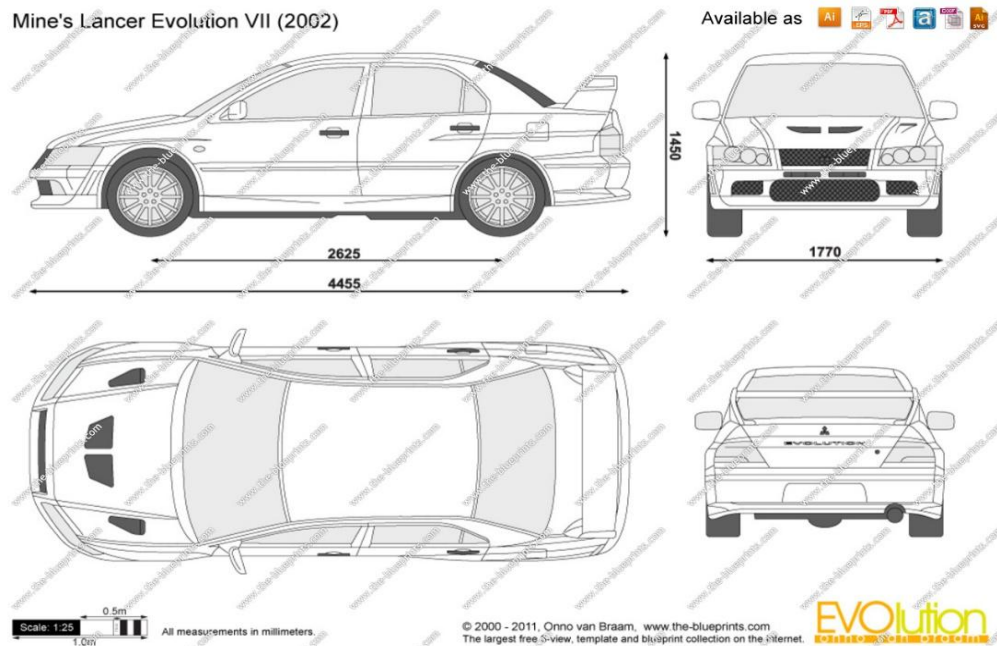
Ficha técnica (3)

2.3.1. Datos a tener en cuenta

Tras observar los datos que proporciona la ficha técnica del vehículo, a la hora de realizar el cálculo y el diseño de la suspensión trasera en PARALELOGRAMO DEFORMABLE, sólo se tendrán en cuentas ciertos datos irrevocables que se tienen que respetar:

- **ANCHURA TOTAL DEL VEHÍCULO (DE LLANTA A LLANTA):** la anchura total del vehículo será un dato importante a tener en cuenta, ya que se utilizará para el dimensionamiento del conjunto chasis-suspensión.
- **PESO:** otro aspecto muy importante en la competición automovilística es el peso total del vehículo, cuanto menos pese el vehículo, mayor rendimiento se podrá obtener de él. Este aspecto, así como las dimensiones de los neumáticos, se rige con el Reglamento Técnico de Competición de Rally de Asfalto.

- **DIMENSIONES DE NEUMÁTICOS:** como se comentaba en la introducción al proyecto, las dimensiones del neumático y sus características son muy importantes, ya que es el único elemento que mantiene en contacto el vehículo con el terreno (en este caso asfalto). Este aspecto, así como el peso del vehículo, se rige con el Reglamento Técnico de Competición de Rally de Asfalto.



Medidas exteriores Mitsubishi Lancer Evo VII

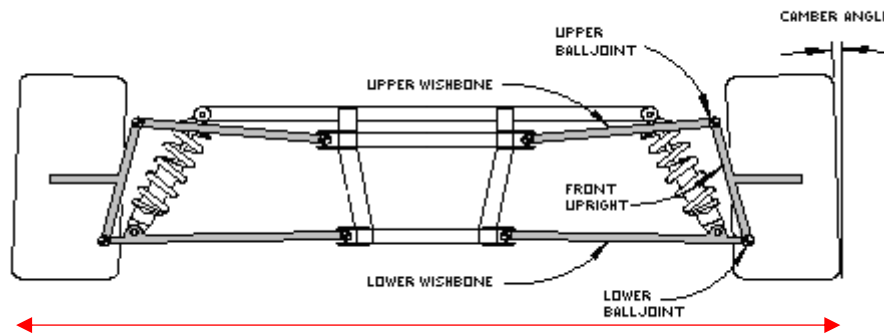
Como se puede observar en la imagen anterior, el Mitsubishi Lancer Evo VII es un vehículo largo y ancho, lo que proporcionará mayor estabilidad que otros vehículos más pequeños, y a su vez se trata de un vehículo potente y veloz, ideal para competición automovilística.

El proyecto se va a centrar exclusivamente en la suspensión trasera del vehículo, por lo que de las medidas que se observan en la imagen superior solo se tendrá en cuenta la cota de la anchura entre ruedas (de llanta a llanta).

Anchura de llanta a llanta (suspensión de serie): **1770 cm**

Anchura de llanta a llanta (con nuevas suspensión y nuevos neumáticos): **2012 cm**

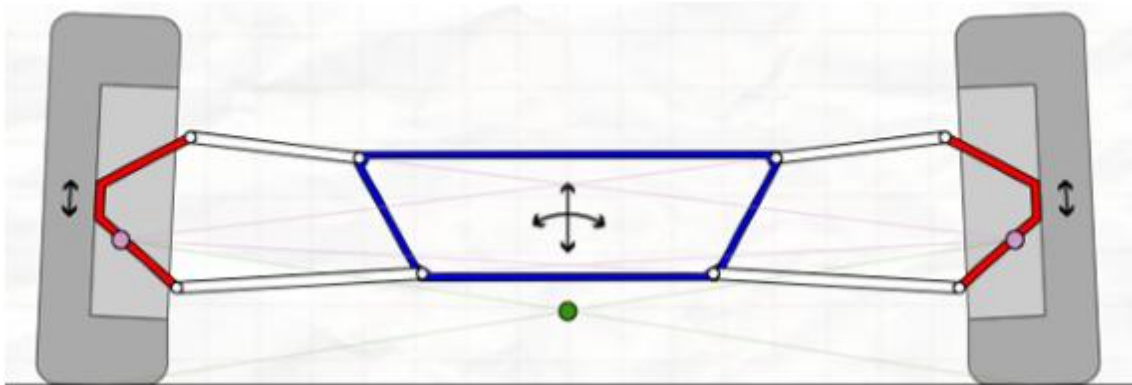
Esta nueva dimensión se tendrá en cuenta a la hora de realizar el diseño de la suspensión y del chasis, ya que la anchura total será la suma entre las ruedas, los elementos de la suspensión derecha e izquierda y el chasis.



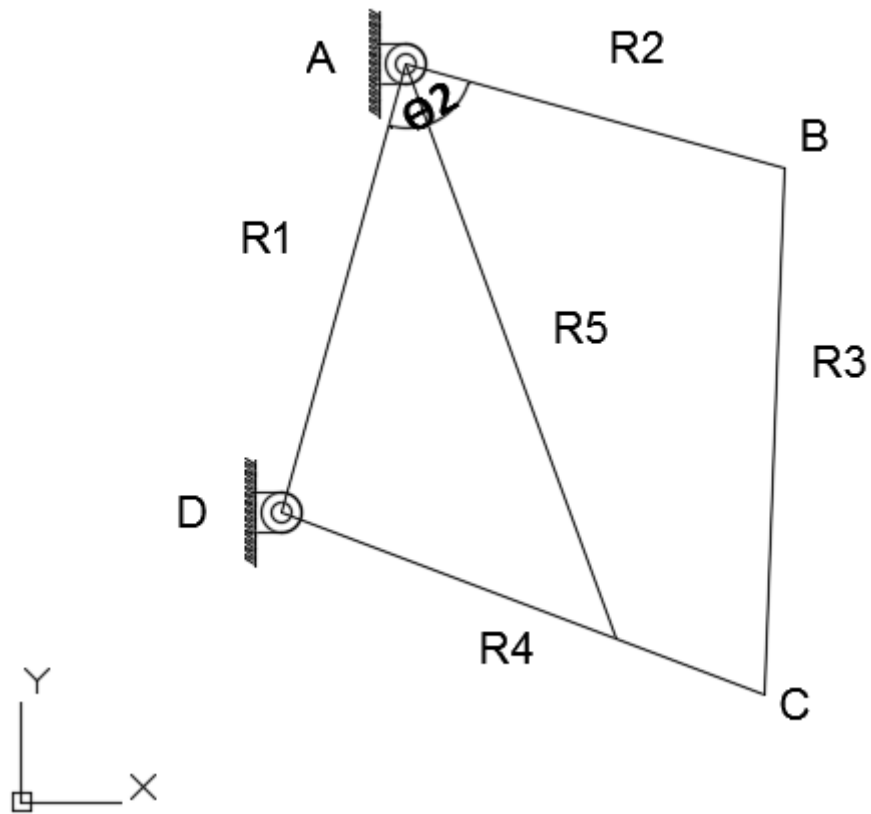
Anchura total o de llanta a llanta

Como se puede observar en la figura anterior la **anchura total** del diseño de la suspensión será la que marca la línea roja. Dicha figura también es un claro ejemplo del diseño que se va a realizar. Se puede apreciar la forma de Paralelogramo Deformable que forman el brazo superior, la mangueta y el brazo inferior de la suspensión. En dicha figura también se observa el ángulo de caída (Camber Angle) que se le va a aplicar al diseño de la suspensión.

En la siguiente imagen se puede apreciar la forma que tendrá el diseño del chasis (elemento de color azul). Tendrá una forma trapezoidal ya que en la parte superior tiene que soportar el habitáculo del coche y la parte inferior hay que rebajarla todo lo posible para aligerar peso y evitar choques del bajo del chasis con la calzada (ya que un coche de competición de asfalto mantiene su centro de gravedad bastante bajo por temas aerodinámicos).



Tras aclarar la forma que va a tener el diseño de de la suspensión en paralelogramo deformable o mecanismo de 4 barras, en la siguiente figura se muestra el mecanismo equivalente que se estudiará más adelante en el cálculo de la suspensión.



Mecanismo 4 barras equivalente

ANEXO II

DISEÑO

INDICE DE CONTENIDOS

ANEXO II – DISEÑO

ANEXO II - DISEÑO	2
1.1. Introducción al diseño	3
1.2. Primer diseño.....	4
1.3. Segundo diseño	6
1.3.1. Elementos que componen la suspensión	6
1.3.2. Dificultades en el montaje	14
1.4. Diseño final	16
1.4.1. Solución del montaje y de la restricción de movimiento.....	16
1.4.2. Diseño final conjunto muelle-amortiguador.....	22
1.4.3. Conjunto final	25

ANEXO II - DISEÑO

Hoy en día se puede decir que dentro del ámbito de ingeniería industrial, el término diseñar se puede asimilar al término proyectar (aunque esto no se acepta en todas las disciplinas). Por regla general se asume diseño como:

- Trabajo sobre la estética y aumento de las capacidades en la apariencia de muchos de los objetos de uso habitual
- Mejora
- Dibujo que caracteriza o quiere comunicar algo
- Rama del conocimiento que se encarga de relacionar objetos con cualquier característica del entorno humano

Los diseñadores dentro de la rama de ingeniería industrial participan en la búsqueda de la competencia en el mercado, definen que necesidades requieren los usuarios, deciden las funciones de un nuevo objeto, consultan, aplican normas, realizan complejos modelos, calculan ciertos parámetros relevantes, ensayan con prototipos, diseñan la estética del producto, hacen estudio sobre sus costes, etc. Reuniendo todas estas facetas, se puede determinar que llevar a cabo un proceso de diseño conlleva a:

- Definir el objeto a diseñar y llevar a cabo planes para conseguirlo
- Inventar, dibujar y establecer las necesidades del producto para que este se pueda llevar a cabo
- Hacer una búsqueda previa de información y determinar los recursos y las características necesarias para llevar a cabo el diseño
- Documentar mediante planos las tareas para llevar a cabo un objetivo

El proceso de diseño, desde que se detecta una necesidad que no se cubre parcial o totalmente, hasta que se resuelve y el producto sale al mercado, es un camino complicado que depende de muchas actividades. Este proceso cambia de un producto a otro y de una industria a otra. A pesar de las diferencias se pueden establecer unas pautas que son comunes a todos los procesos de diseño industrial, las cuales son:

1. Concepción de la idea
2. Especificaciones técnicas
3. Diseño preliminar y conceptual
4. Diseño definitivo y en detalle

La explicación más en detalle de estas cuatro fases tiene como fundamentos:

1. La fase inicial es muy ambigua. Para desarrollar la idea principal se puede analizar procesar una idea que se descartó y ahora se considera viable, se pueden mejorar las características de un producto que ya existe en el mercado para hacerlo más ergonómico, reducir su precio o mejorar sus prestaciones; o por el contrario, se puede pensar un nuevo producto que se adapte a la demanda de nuevas especificaciones. El proceso se puede llevar a cabo de muchas formas diferentes, aunque por regla general, se contacta con diversos grupos de interés, se busca información y antecedentes (si los hubiera) de objetos similares, se prueba y corrige de manera continua y se proponen ideas y soluciones que no tendrán nada que ver con el resultado final.
2. Esta fase es más lineal, ya que incluye los procesos de búsqueda de información relativa al producto que va a ser llevado a cabo y de los grupos de interés a los cuales afecta. Se procesa dicha información y se plasma en forma de restricciones, requisitos y condiciones que se incluyen en la lista de especificaciones.
3. El diseño conceptual, comienza a solucionarse de funciones, geometrías, materias, primeras medidas, etc. Esta fase es meramente creativa y se centra en estimaciones y dibujos aproximados, no importan tanto los detalles y se basa más en el conjunto y en la armonía de los diferentes subsistemas. Se debe tener en cuenta, que tanto las especificaciones como el diseño conceptual deben estar unidas.
4. Por último, el diseño final reúne todas las condiciones iniciales. Se desarrolla el diseño de todo el producto, sus normas, especificaciones de fabricación, y suele ir probar las soluciones en detalle, además de finales.

Como se ha visto anteriormente, la concepción de la idea y las especificaciones técnicas están mayormente aclaradas, por lo que el proyecto ahora se centrará en el diseño preliminar y conceptual para, posteriormente, obtener un diseño definitivo y en detalle de la suspensión de competición en paralelogramo deformable para el Mitsubishi Lancer Evo VII 2.0.

1.1. Introducción al diseño

Todo diseño empieza, o debería empezar, con una necesidad, detectada o incluso generada dentro de un mercado existente. En este caso la necesidad del proyecto se ha detectado dentro de un amplio mercado como es el de la automoción. Del planteamiento de esta necesidad se formulan las especificaciones de diseño, que son las directrices a seguir durante el diseño del producto. Una vez establecidas, servirán de apoyo al resto de actividades subsiguientes en el núcleo del diseño. Las especificaciones actúan como el control para la actividad del diseño total, ya que establecen los límites en los posteriores estados del producto.

¿Qué debe cumplir el diseño?

El proyecto está orientado a la competición automovilística, por lo que lo primero que deberá cumplir serán las necesidades y exigencias competitivas como pueden ser la estabilidad o el comportamiento dinámico del vehículo. A la hora de realizar el diseño de una suspensión que se le dará uso en competición de rally de asfalto, las directrices que habrá que seguir serán las que estén directamente relacionadas con el comportamiento dinámico del vehículo, y no tanto con la ergonomía y confort del pasajero o conductor (aunque también sean aspectos a tener en cuenta).

Antes de entrar a fondo con el diseño, hay que comentar que el diseño de la suspensión será exclusivamente del tren trasero del Mitsubishi Lancer Evo VII y, más concretamente, de la mitad del tren trasero de la suspensión (ya que se puede hacer un diseño de la mitad de la suspensión del tren trasero y, posteriormente, aplicar simetría para la otra mitad), por lo que se realizará un diseño “de cuarto de bloque”, como se ha comentado en el objeto del proyecto.

Este modo de diseño “de cuarto de bloque”, lo que quiere decir es que sólo se va a estudiar una cuarta parte del conjunto de la suspensión del automóvil y, posteriormente, aplicando simetría, se podrá completar el otro cuarto del diseño (ya que solo se estudia el tren trasero del vehículo, la mitad del bloque total del vehículo), completando el estudio del tren trasero de la suspensión del Mitsubishi Lancer Evo VII.

Por último, habrá que tener en cuenta que las ruedas traseras no giran en ningún momento respecto al eje vertical del vehículo. El conjunto de la suspensión tendrá un movimiento oscilante lineal vertical (el cual se estudiará más adelante en el apartado del cálculo como un mecanismo 4 barras) y un movimiento rotacional de la rueda.

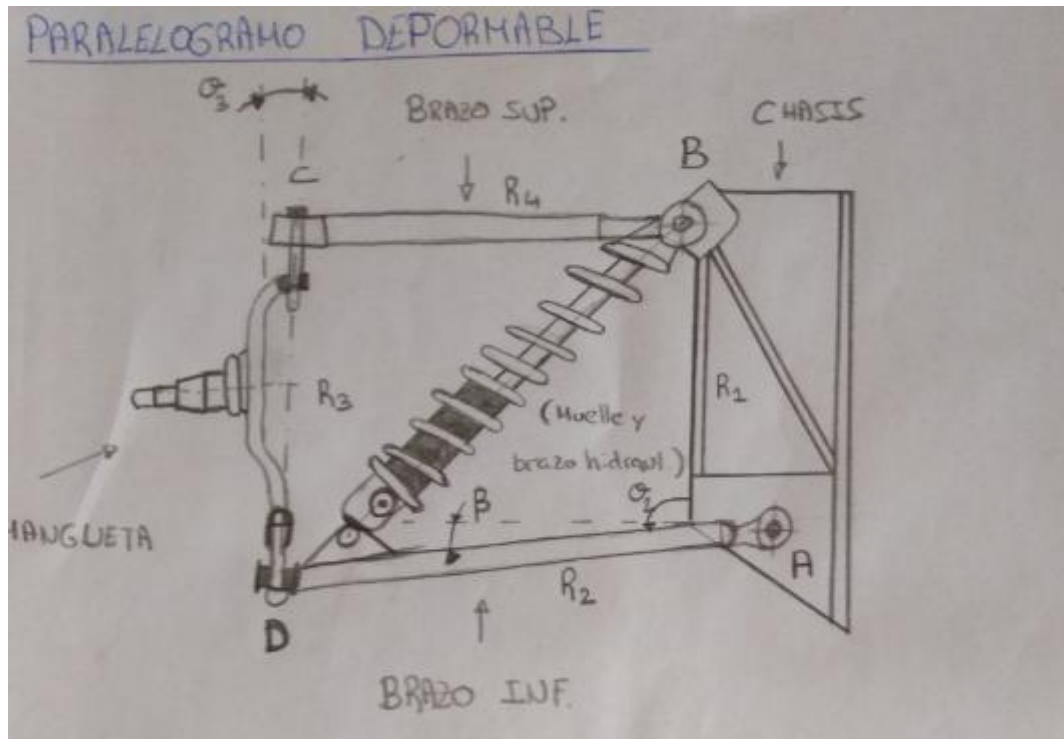
1.2. Primer diseño

Tras el estudio de las diferentes suspensiones que ofrece el amplio mercado de la automoción, se ha elegido razonadamente un tipo de suspensión:

SUSPENSIÓN EN PARALELOGRAMO DEFORMABLE

La razón principal de la elección de este tipo de suspensión es debido a que no exige una geometría “compleja” en comparación a los otros tipos de suspensiones y, por lo tanto, las modificaciones y mejoras que pueda sufrir el diseño original serán también más sencillas.

El primer diseño o “boceto” del proyecto se suele dibujar a mano alzada en un papel. Esto consiste en plasmar en un papel la idea original que se tiene respecto al proyecto que se va a realizar. En este caso la geometría principal que tendrá la suspensión ya se ha estudiado, por lo que la realización del boceto será algo más genérico.

PRIMER BOCETO**Primer boceto**

En la parte superior de la figura se puede observar el primer boceto a mano alzada que se ha realizado y, en la parte inferior, la forma de un paralelogramo deformable o de mecanismo equivalente 4 barras con sus dos anclajes con un grado de libertad en los puntos A y B (barra 1 o suelo) y completando el mecanismo las barras 2, 3 y 4. Por último, quedaría la barra 5 (brazo hidráulico) que completaría el mecanismo de la suspensión.

En este primer diseño se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- **Diseño del chasis**

La geometría del chasis se definirá en la última parte del diseño de la suspensión ya que el proyecto primero se centrará en los elementos que componen la suspensión, por lo que en este primer diseño el chasis no tendrá tanta importancia. Aunque sí que se puede decir que tendrá una forma trapezoidal, como la mayoría de los chasis de automóviles (se verá más adelante).

- **Forma de paralelogramo deformable o mecanismo 4 barras**

Como se puede observar en la figura anterior, la forma de paralelogramo deformable se cumple. Primero, entre el punto A y el punto B se encuentra los apoyos de la suspensión con el chasis y el propio chasis. Entre el punto B y el punto C queda comprendido el brazo superior de la suspensión. Seguidamente el punto C y el punto D conforman la mangueta, la cual acogerá la rueda y el sistema de frenado del vehículo. Entre el punto D y el punto A se encuentra el brazo inferior de la suspensión. Finalmente, para cerrar el mecanismo de la suspensión en paralelogramo deformable, entre el punto D y el punto B se coloca el brazo hidráulico que soportará las irregularidades que sufra la suspensión.

- **Diseño de los diferentes elementos de la suspensión**

La geometría y forma que tendrán los brazos y la mangueta se definirán más adelante, cuando se empiece a realizar el diseño en 3D.

1.3. Segundo diseño

Tras plasmar la primera idea del proyecto en un papel y tener el primer boceto de la suspensión, ahora se va a intentar trasladar esta primera idea a un programa de diseño el cual permita la creación de piezas y su posterior ensamblaje.

En el mundo de la ingeniería industrial existe una gran oferta de programas relacionados con el diseño como pueden ser: AutoCAD, KATIA, SOLIDWORKS, CREO... con los cuales puedes plasmar cualquier idea que se tenga en mente a un formato de diseño digital.

El objetivo del segundo diseño de la suspensión es el de trasladar la idea que se tiene en formato papel y en formato 2D a formato digital y a formato 3D. Para ello el programa de diseño que se utilizará será:

SOLIDWORKS (ARAWORKS S.L.)

1.3.1. Elementos que componen la suspensión

Tras el estudio de los diferentes tipos de suspensiones que ofrece el mercado de la automoción y la posterior elección del tipo de suspensión que se va a utilizar, ahora el proyecto se centrará en la forma y geometría de las diferentes piezas que la componen, teniendo muy en cuenta la funcionalidad y la dinámica del mecanismo.

En el diseño las únicas dimensiones que se respetan respecto a las originales serán:

- **La distancia entre los puntos de anclaje del chasis con el brazo superior y el brazo inferior.** Por norma general los puntos de anclaje de una suspensión suelen seguir patrones normalizados con distancias dimensiones normalizadas

- **La distancia entre estos puntos de anclaje y el extremo más saliente de la mangueta.** Viene definida en el Anexo I – Estudios Previos, como anchura máxima del vehículo de llanta a llanta trasera (medida obtenida gracias a la ficha técnica del vehículo y a la normativa de rally de asfalto de la RFEDA. En este caso no se puede superar la anchura máxima de llanta a llanta o ancho de vía de 2012 mm)
- Las demás dimensiones serán a criterio libre

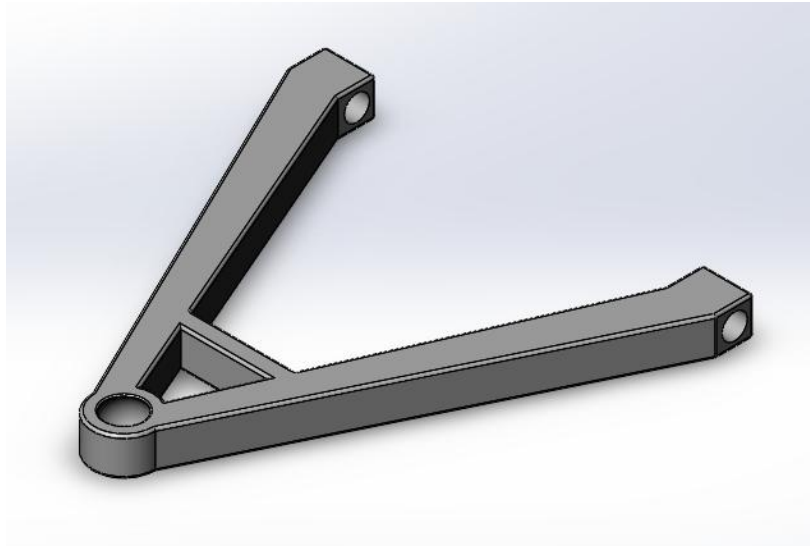
Como ya se ha comentado anteriormente la suspensión en paralelogramo deformable se compone de 4 elementos principales:

- Brazo superior
- Brazo inferior
- Mangueta
- Conjunto muelle-amortiguador

En los siguientes puntos se verán los primeros diseños en formato digital de los diferentes elementos que componen la suspensión en paralelogramo deformable.

1.3.1.1. Brazo Superior

Este primer elemento tendrá forma triangular, ya que sus dos aristas de la base del triángulo deben estar ancladas al chasis (permitiéndole un grado de libertad) y la tercera arista estará articulada mediante una rótula esférica con la parte superior del siguiente elemento que compone la suspensión en paralelogramo deformable, la mangueta (en su parte superior).



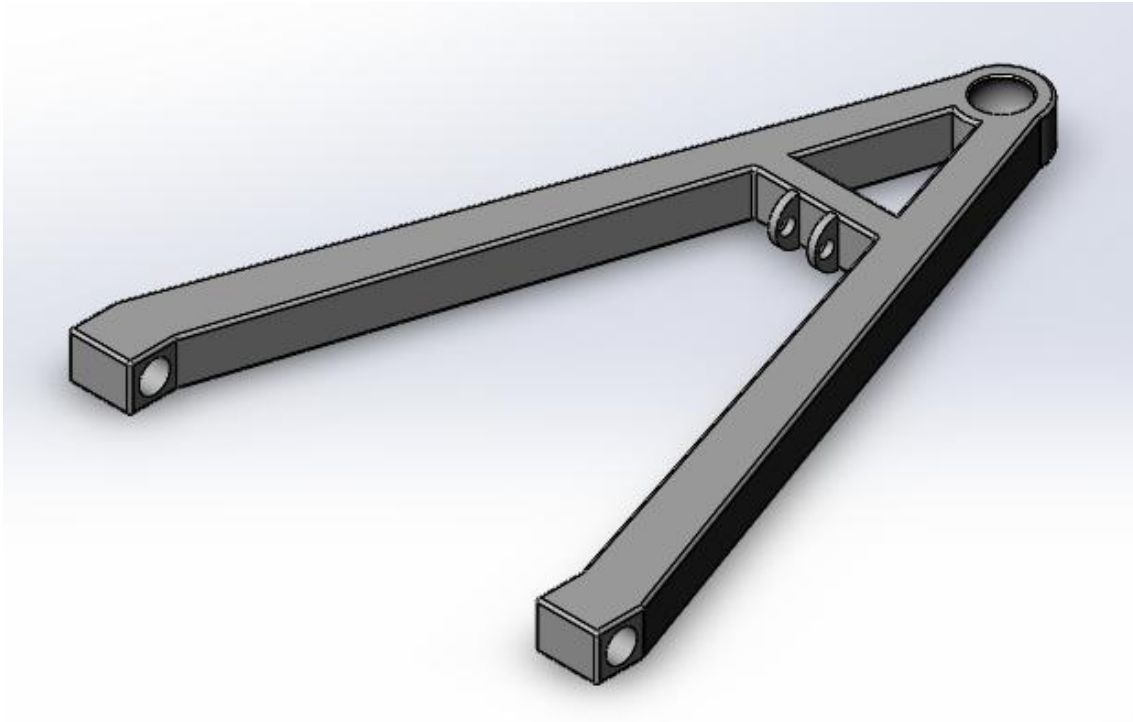
Brazo superior (1ª propuesta)

Como se puede observar en la imagen anterior, se ha conseguido la forma triangular, reforzando con un tirante el extremo donde se sitúa la rótula esférica (a priori será el punto más desfavorable de la pieza). La cavidad del centro del triángulo es necesaria para que el brazo hidráulico (que se verá más adelante) tenga “libertad de movimiento” y no entre en ningún momento en contacto con el brazo superior ni con ningún otro elemento de la suspensión, por eso no se ha añadido ningún refuerzo en esta cavidad (en el ensamblaje final se podrá observar mejor este último comentario).

1.3.1.2. Brazo Inferior

En la siguiente imagen se observa el brazo inferior de la suspensión en paralelogramo deformable. Se puede apreciar cómo se respeta la forma triangular del brazo superior y el tirante en el extremo donde se sitúa la rótula esférica. El brazo inferior estará articulado con la parte inferior de la mangueta y anclado con la parte inferior del chasis (permitiéndole un grado de libertad, igual que con el brazo superior).

A diferencia del superior, este brazo es algo más largo, con el mismo grosor de perfil que el brazo superior y con una cavidad en el tirante de refuerzo que albergará un pasador en el cual irá apoyado el extremo inferior del brazo hidráulico (en el ensamblaje se podrá apreciar mejor).

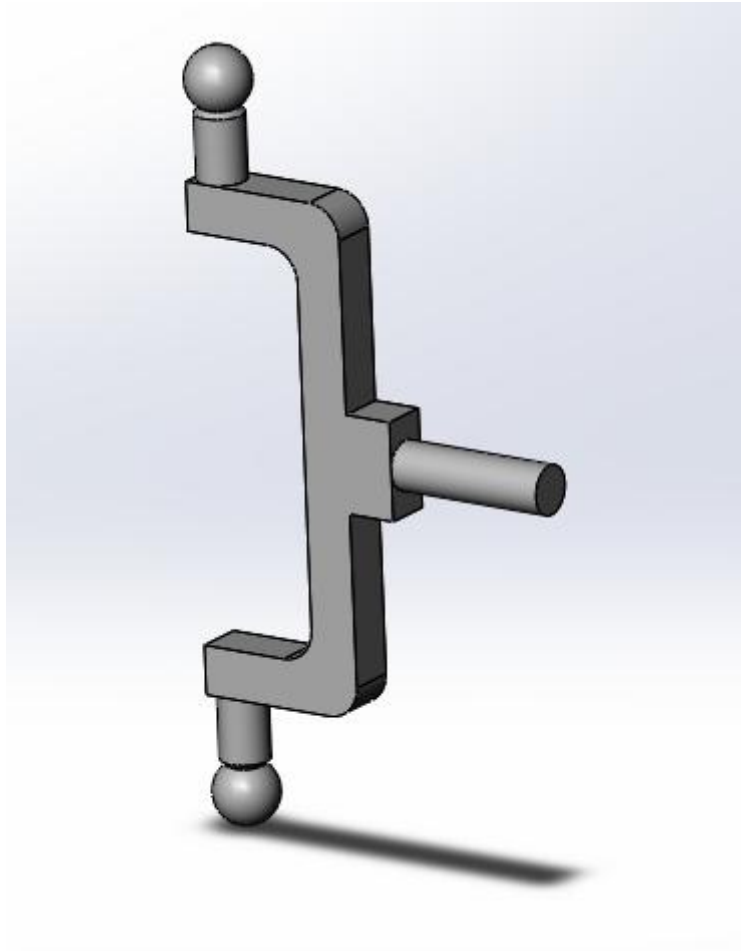


Brazo inferior (1ª propuesta)

1.3.1.3. *Mangueta*

Tras ver el diseño del brazo superior y del brazo inferior, el siguiente elemento que los unirá será la mangueta. Este elemento deberá contener la rueda del vehículo y, a su vez, estar articulado con los brazos superior e inferior. Esta restricción obliga a que en el extremo superior e inferior de la mangueta contenga extremos de forma esférica (para poder conectar con los brazos), y a su vez permitir el movimiento vertical de la suspensión.

Como se ha comentado en los puntos anteriores, el brazo superior, el brazo inferior y la mangueta estarán conectados mediante dos rótulas esféricas que permitan el movimiento vertical de todo el conjunto de la suspensión.

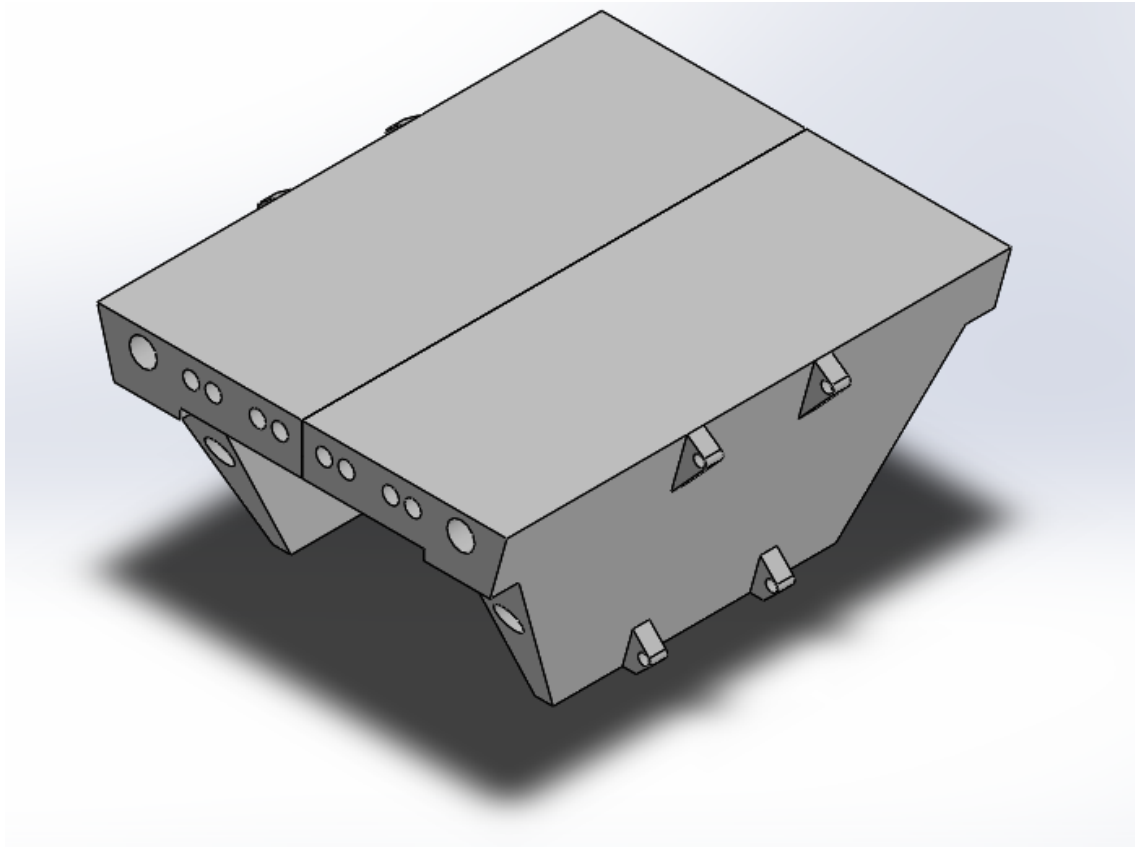


Mangueta (1ª propuesta)

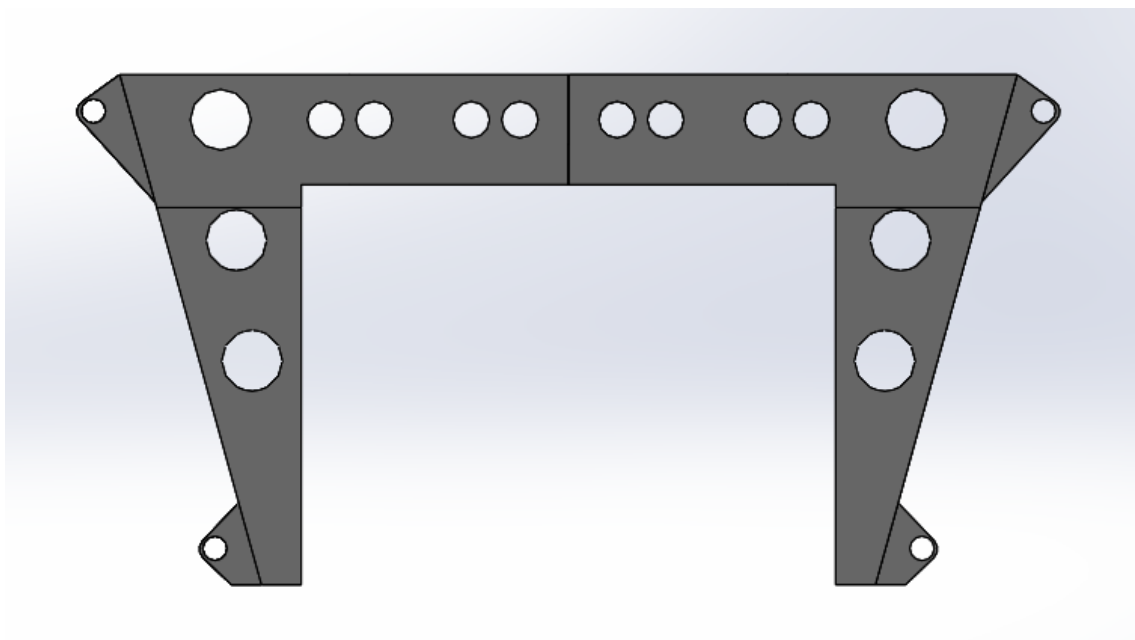
1.3.1.4. Chasis

El siguiente elemento que cerrará el paralelogramo deformable o mecanismo 4 barras que se va estudiar en el apartado de cálculos y que actuará como suelo y anclaje del brazo superior y del brazo inferior, será el chasis.

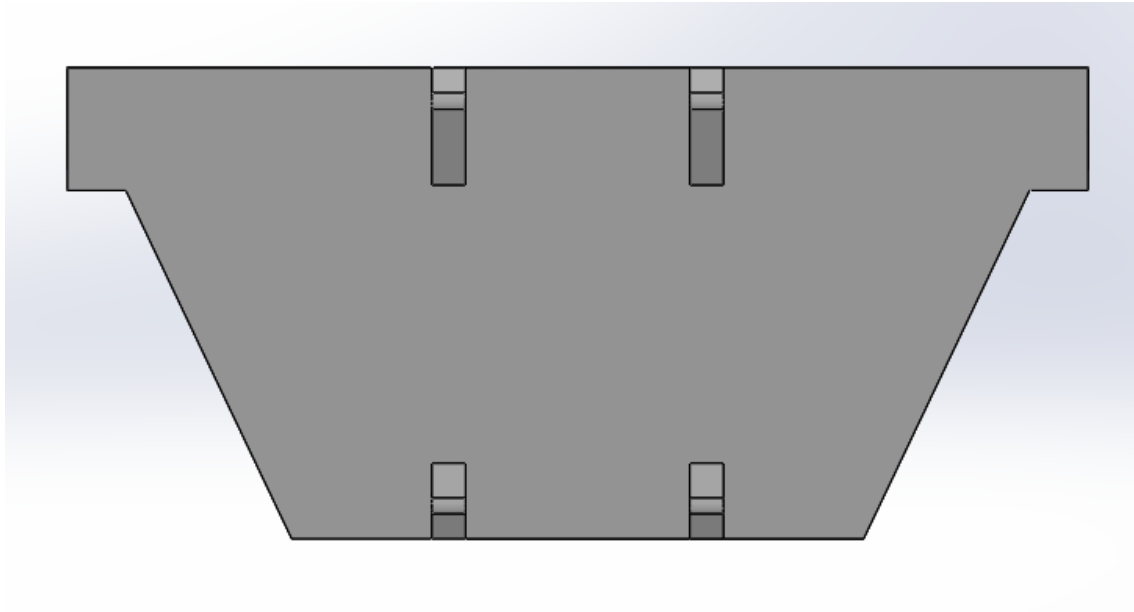
En este caso las características más importantes son los 4 puntos de anclaje con el brazo superior e inferior y la distancia entre ellos, ya que la forma y geometría del chasis vienen normalizadas. Tendrá forma trapezoidal tanto en el plano de perfil como en el plano alzado, observar las siguientes imágenes.



Chasis (vista isométrica)

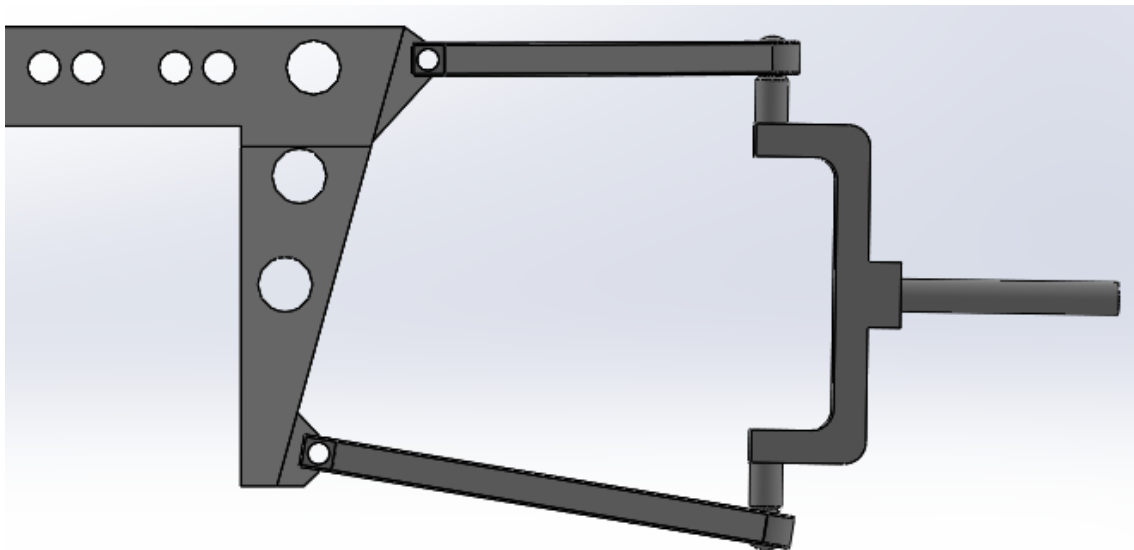


Chasis (vista de alzado)

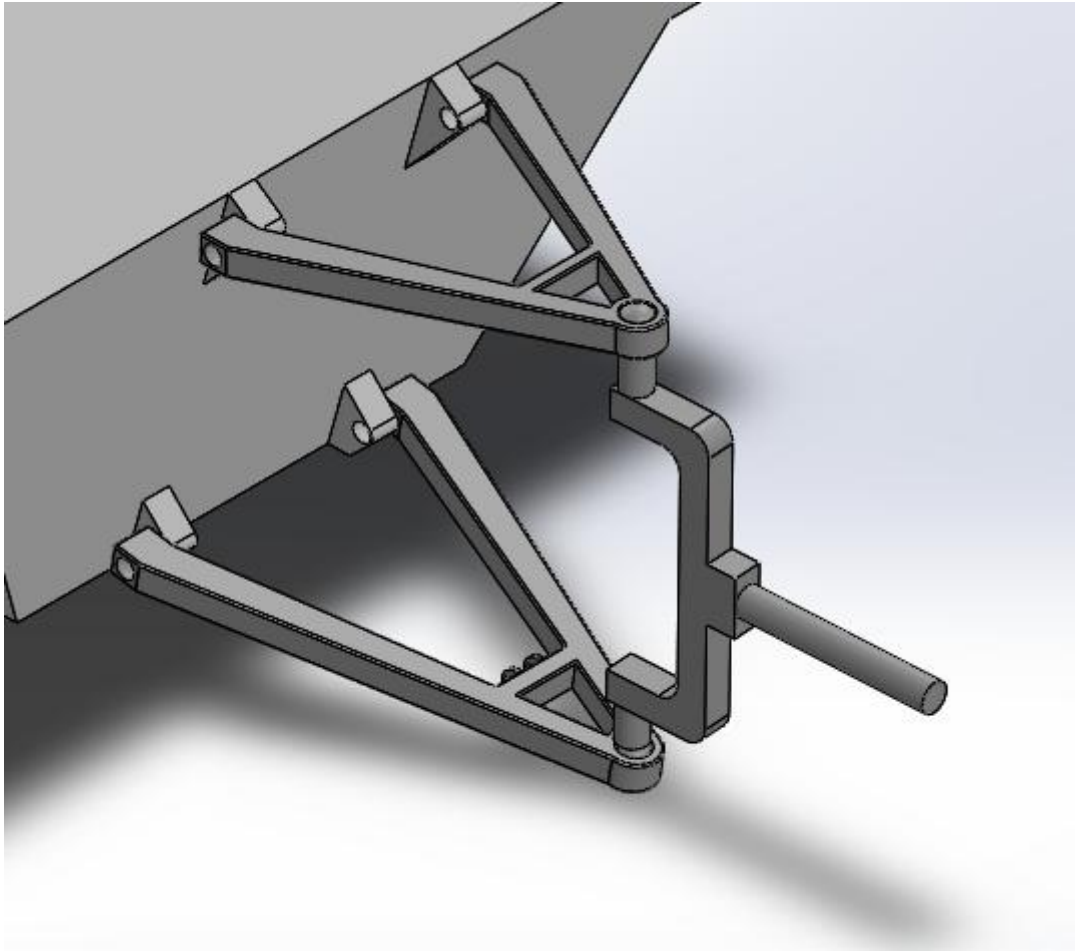


Chasis (vista de perfil)

Con el diseño realizado de los elementos que se han visto anteriormente como son el brazo superior, la mangueta, el brazo inferior Y con este último, se puede observar en la siguiente imagen que se ha conseguido la forma de paralelogramo deformable que se buscaba.



1ª propuesta de ensamblaje (Brazo sup. + Brazo inf. + mangueta + chasis)



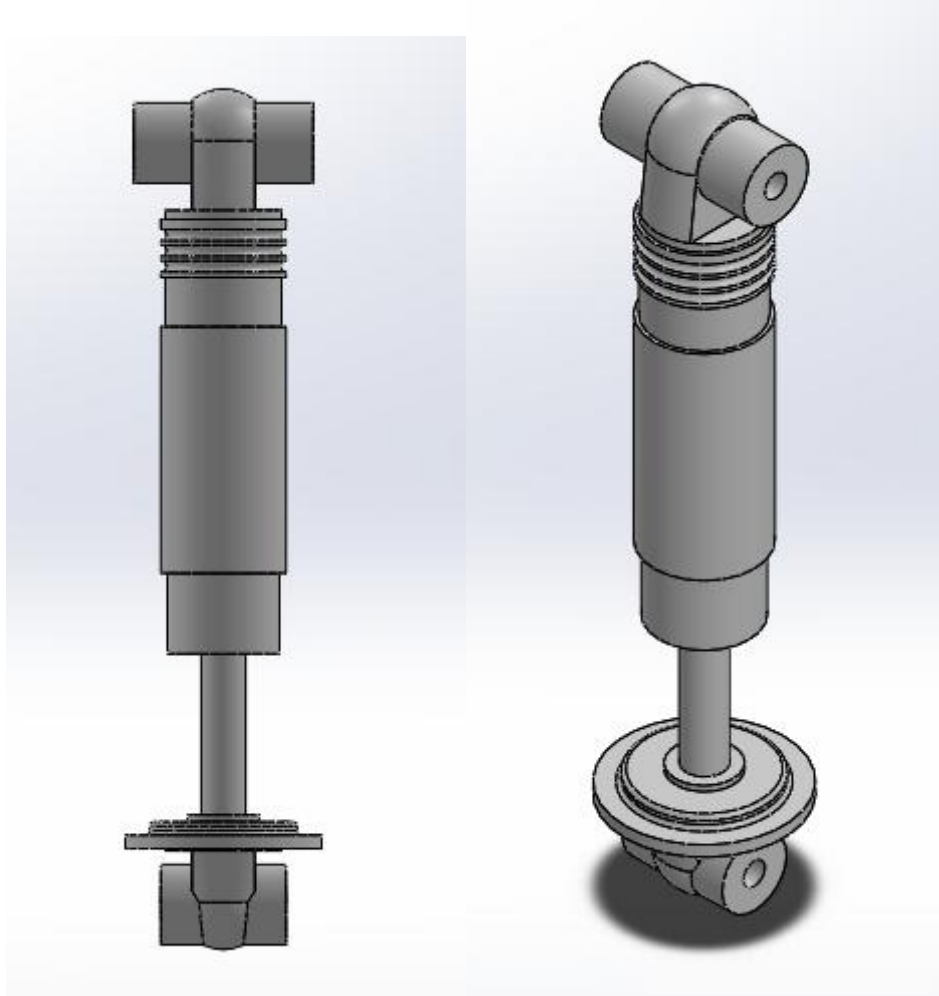
Vista isométrica del ensamblaje (Brazo sup. + Brazo inf. + mangueta + chasis)

A este ensamblaje le faltaría de añadir el brazo hidráulico o amortiguador que completaría el mecanismo final de la suspensión y los pasadores y tuercas necesarias en los puntos de anclaje de los brazos con el chasis y en el punto de anclaje del brazo inferior con la parte inferior del brazo hidráulico. Todo esto se verá a continuación.

1.3.1.5. Amortiguador

Tras observar en la imagen anterior como quedaría el ensamblaje de los elementos principales que constituyen la suspensión, sólo faltaría añadir el último elemento principal, el brazo hidráulico. Como anteriormente se ha comentado, este elemento se obtiene del mercado de accesorios de automoción y se trata de un Amortiguador Bilstein Clubsport.

Teniendo en cuenta las dimensiones principales de este amortiguador, se llevará a cabo un primer diseño en formato digital, el cual quedará modificado en el diseño final.



Amortiguador (1ª propuesta)

Finalmente se ha podido obtener un primer diseño en formato digital 3D que cumple con las restricciones principales mencionadas al principio del presente apartado. Sin embargo, habrá que solventar una serie de dificultades que aparecen en este primer diseño en formato digital y acabar de dar forma y funcionalidad al diseño final.

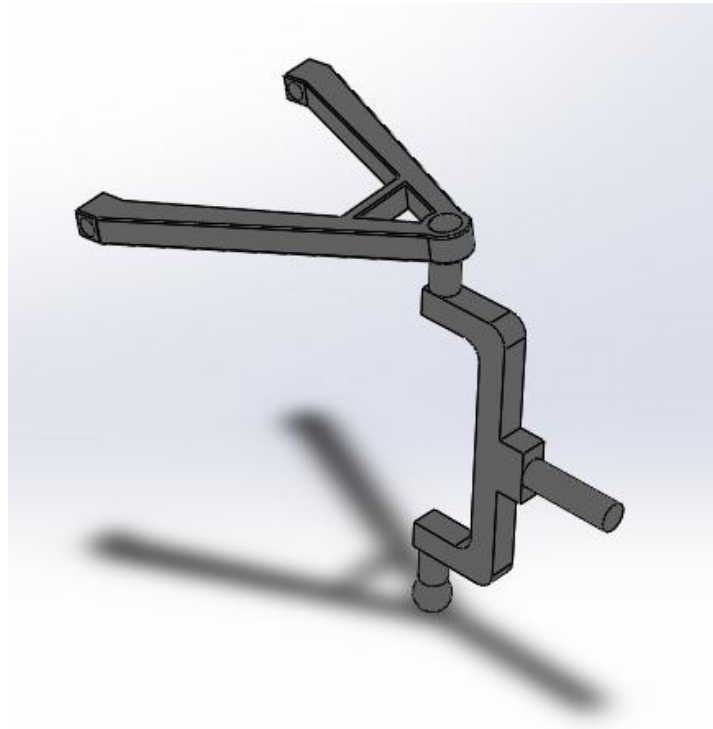
En el siguiente apartado se realiza un estudio del montaje de la suspensión y de la restricción de movimiento que debe cumplir la suspensión trasera en paralelogramo deformable.

1.3.2. Dificultades en el montaje

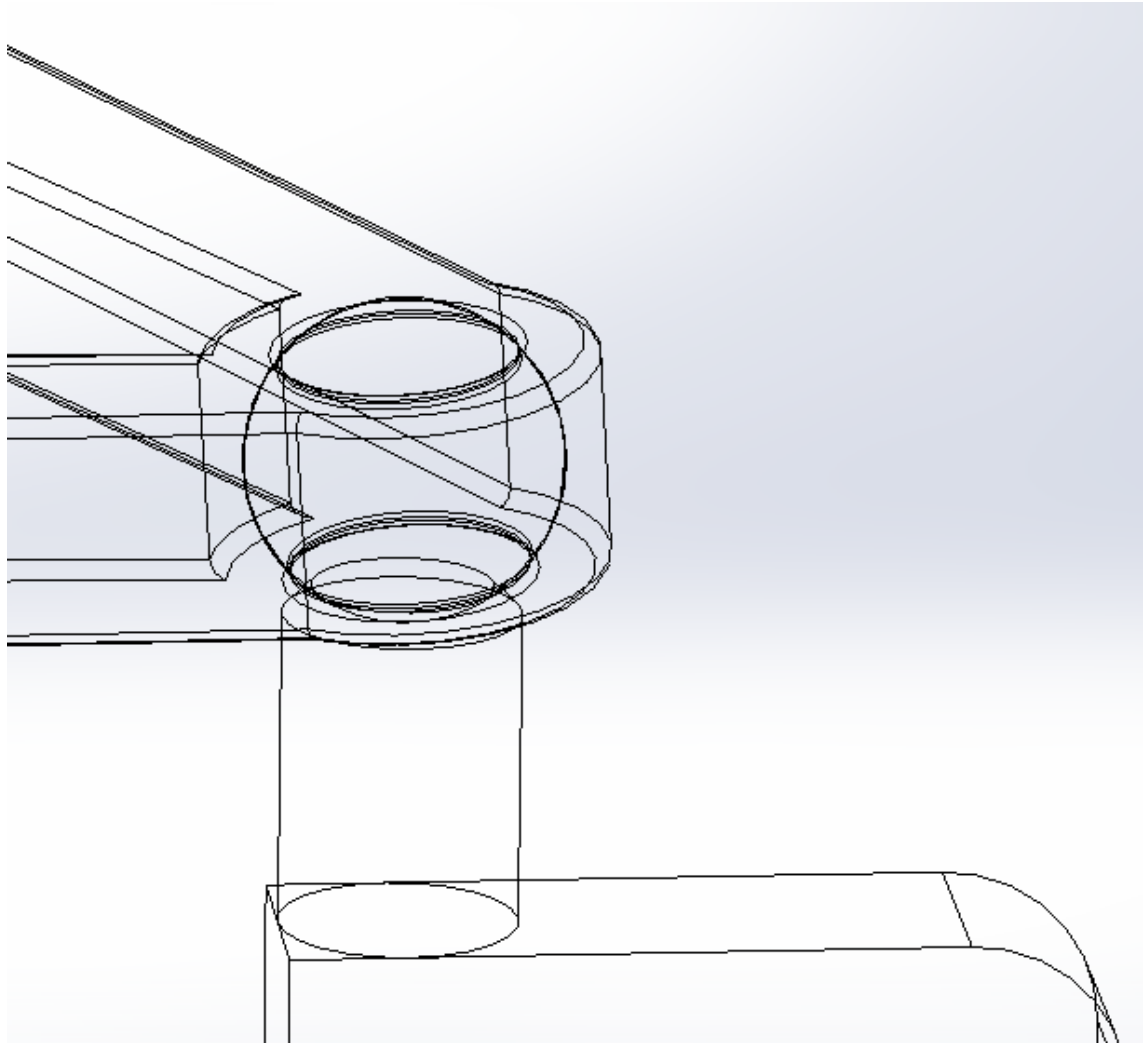
Como se puede observar en la figura anterior, el conjunto de ensamblaje de este primer diseño en 3D encaja a la perfección, pero no se ha tenido en cuenta en ningún momento la fase de montaje de la suspensión ni la restricción de movimiento que debe tener la suspensión trasera de un vehículo, por lo que serán dificultades que habrá que corregir en este primer diseño.

- **Imposibilidad de montaje**

La unión entre la mangueta y los brazos superior e inferior se realiza mediante rótulas esféricas. A la hora del montaje de este primer diseño, en el caso de los dos brazos, es imposible articularlos con la mangueta, ya que a la hora de introducir por presión el extremo esférico de la mangueta en la cavidad esférica del brazo, esta cavidad se rompería. Por lo que es inviable realizar un montaje real del conjunto total de la suspensión en paralelogramo deformable.



Dificultad articulación brazo superior con mangueta



Dificultad articulación brazo superior con mangueta (vista de alambre)

Como se observa en la figura anterior (en vista de alambre), no cabe ninguna posibilidad de introducir el extremo superior de la mangueta en la cavidad esférica del brazo superior sin romperla, por lo que será necesario encontrar una posibilidad de montaje del conjunto de la suspensión.

- **Incumplimiento de la restricción de movimiento del conjunto de la suspensión**

La segunda dificultad que se encuentra es la libertad de movimiento que tendría la mangueta si en sus dos extremos contiene rótulas completamente esféricas. Como se ha comentado al inicio del diseño, la mangueta y todo el conjunto de la suspensión trasera en paralelogramo deformable solo podrán tener un movimiento oscilatorio vertical, y en ningún momento movimiento rotacional respecto al eje vertical (ya que se trata de la suspensión trasera del vehículo). Las rótulas esféricas incumplen totalmente dicha restricción, por lo que también habrá que encontrar una solución a esta dificultad.

1.4. Diseño final

Después de trasladar el primer boceto a formato digital y tras el estudio del segundo diseño, el objetivo principal en esta última parte del diseño de la suspensión en paralelogramo deformable es el de superar las dificultades vistas en el diseño anterior, tanto de montaje como de restricciones de movimiento y también mejorar los aspectos de forma final que tendrá el ensamblaje de la suspensión en paralelogramo deformable.

1.4.1. Solución del montaje y de la restricción de movimiento

Como se ha visto en el apartado anterior, es imposible introducir las rótulas esféricas de la mangueta en las cavidades esféricas de los brazos superior e inferior sin romperlas y, a su vez, se incumple la restricción de movimiento vertical de la suspensión.

Para solucionar estos dos problemas se propone una doble solución en el punto de unión entre la mangueta y los brazos:

Se va a dividir en dos partes la cavidad esférica de los brazos y se va a realizar un cierre de la cavidad esférica mediante dos tornillos empotrados en la pieza. A su vez, se modificará la geometría esférica de las rótulas y de las cavidades esféricas dándole forma semi-esférica.

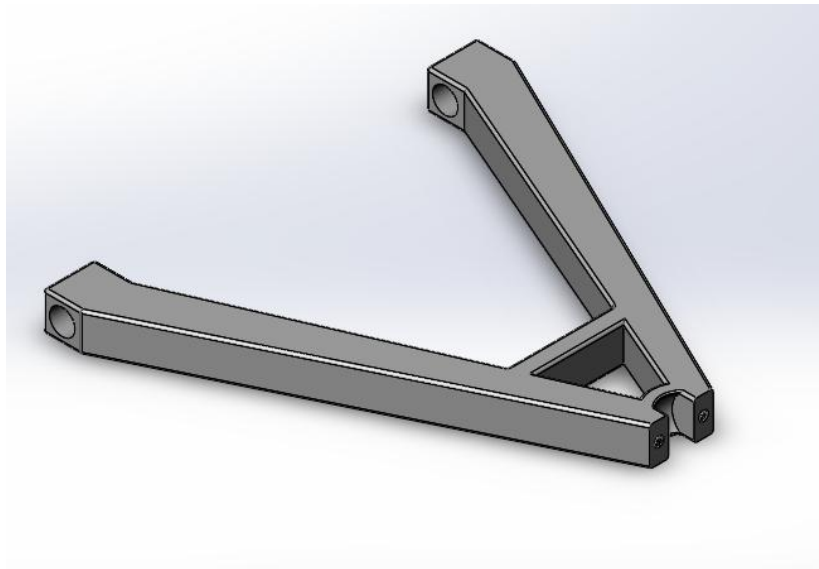
De esta forma se conseguirá cumplir con la restricción de movimiento y se posibilitará el montaje del conjunto total de la suspensión. En las siguientes imágenes se explicará de forma gráfica esa doble solución mencionada.

- **1ª modificación – dividir en 2 partes la cavidad esférica**

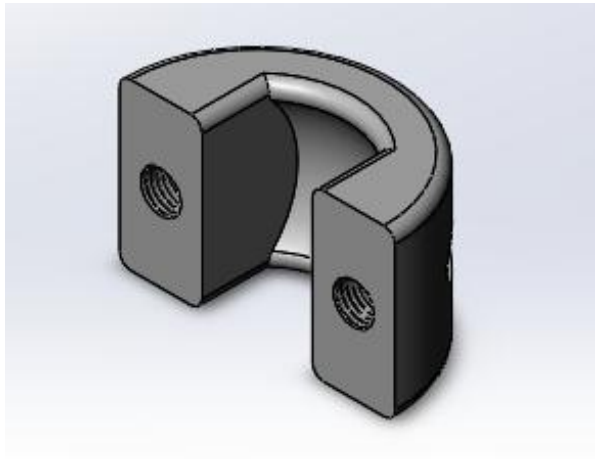
Esta primera modificación se ha realizado para que el montaje del conjunto brazo-mangueta sea posible. De esta manera el extremo de la mangueta se podrá introducir en la cavidad del brazo y, posteriormente, mediante un cierre (observar siguientes figuras), se podrá cerrar el conjunto brazo mangueta. Por último, para completar el cierre de este subconjunto se han creado unos agujeros con paso de rosca tanto en el brazo superior como en el cierre en los cuales se introducirán los tornillos de cierre.

- **2ª modificación – Cambiar la articulación de forma esférica a forma semi-esférica**

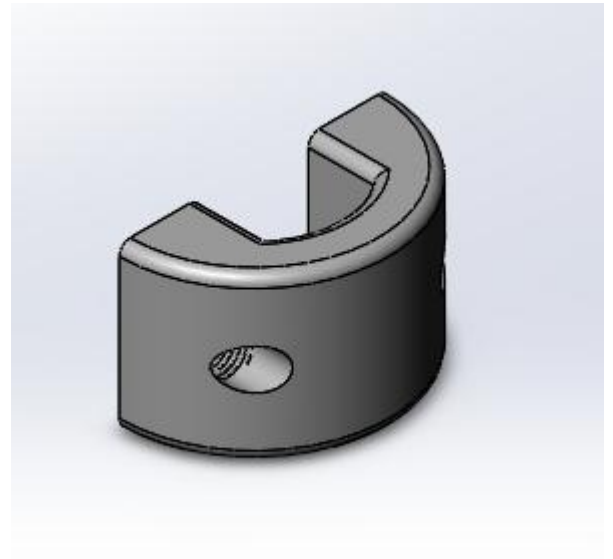
Tras solventar el problema de montaje, esta segunda modificación está referida a la restricción de movimiento vertical que debe tener la mangueta y el conjunto total de la suspensión. La solución es sencilla: impedirle el total grado de libertad a la rótula esférica y convertirla en semi-esférica. Para ello se ha elegido una forma de “esfera aplastada”, la cual restringe el movimiento rotacional respecto al eje vertical, pero permite el movimiento lineal vertical del conjunto de la suspensión. Esto se aprecia mejor en las siguientes imágenes que aparecen a continuación:



Brazo superior con cierre (2ª propuesta)

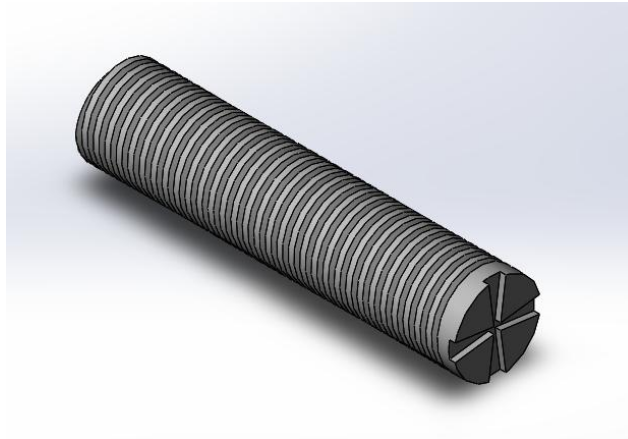


Cierre brazos (1)



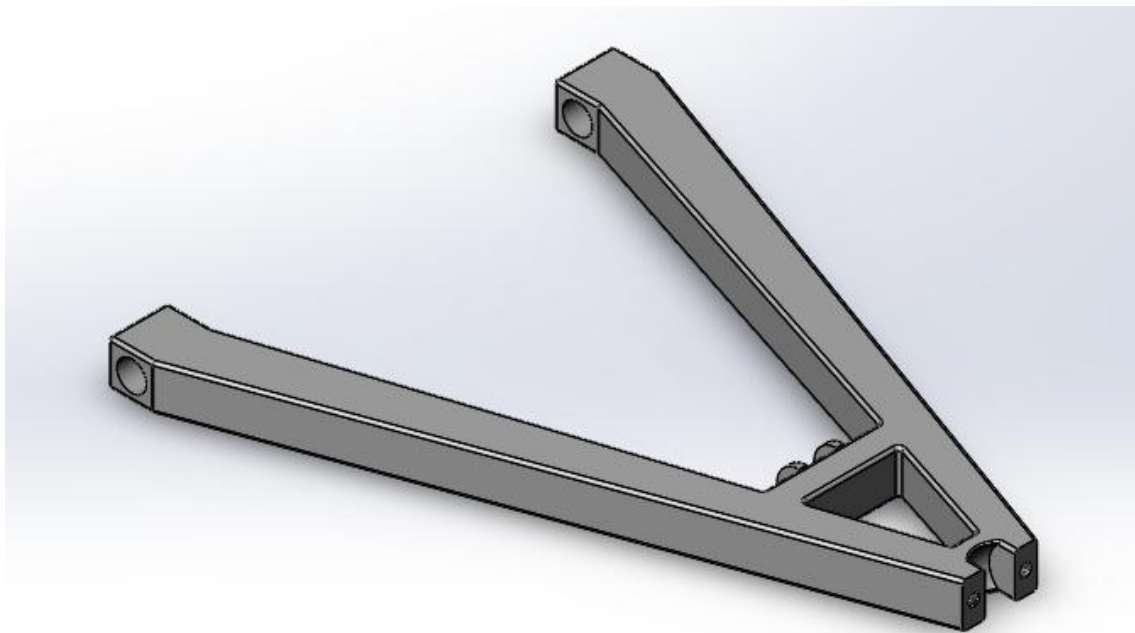
Cierre brazos (2)

En las imágenes anteriores se puede apreciar claramente la división de la cavidad del brazo superior y también la forma semi-esférica que se le ha dado. De esta forma se ha solventado el problema de montaje y el problema que se tenía con la restricción de movimiento. En la figura que se muestra a continuación se representan los tornillos que actuarán como cierre total del conjunto brazo-mangueta:



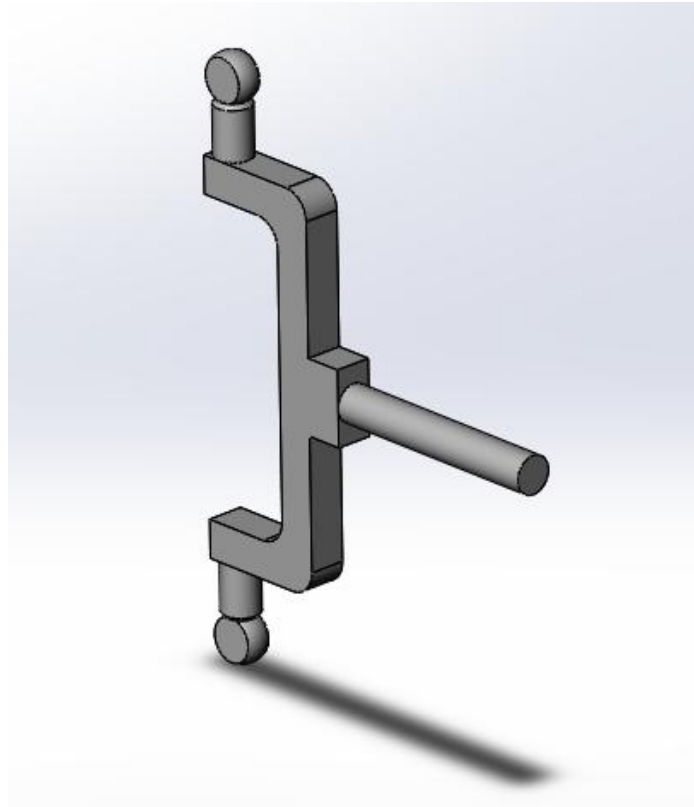
Tornillo de cierre

A continuación, se representan las otras piezas que también sufrirán modificaciones en el diseño para solventar los problemas de montaje y de restricción de movimiento. Como se puede observar en la siguiente imagen, el brazo inferior ha sufrido exactamente la misma modificación que el brazo superior, ya que el extremo donde se articula con la mangueta es idéntico al del brazo superior.



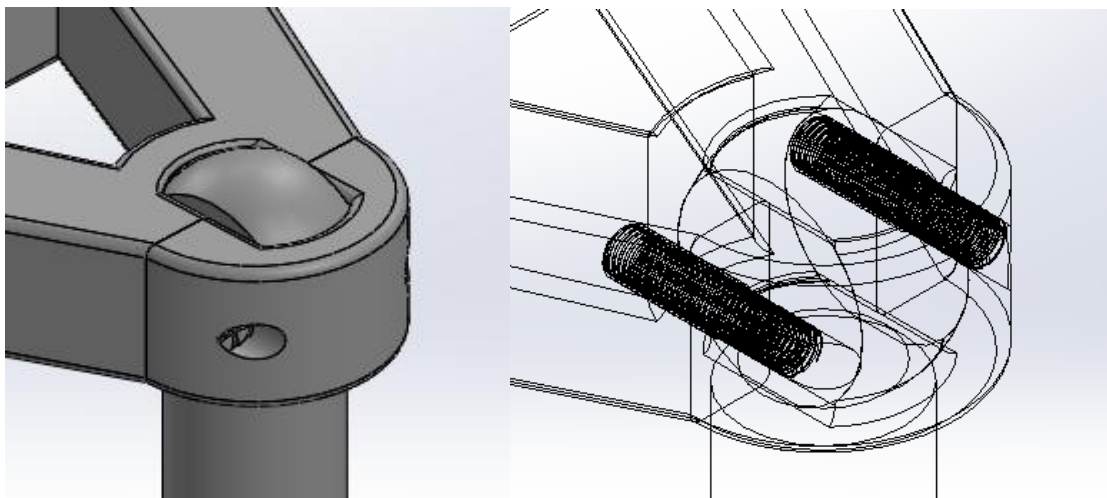
Brazo inferior con cierre (2ª propuesta)

En la siguiente figura se puede apreciar la modificación que han sufrido las rótulas de los extremos de la mangueta. Se le han dado una forma semi-esférica o de “esfera aplastada”, lo cual se ajusta perfectamente a las cavidades de los brazos superior e inferior, tanto para el montaje como para restricción de movimiento que debe tener la mangueta.



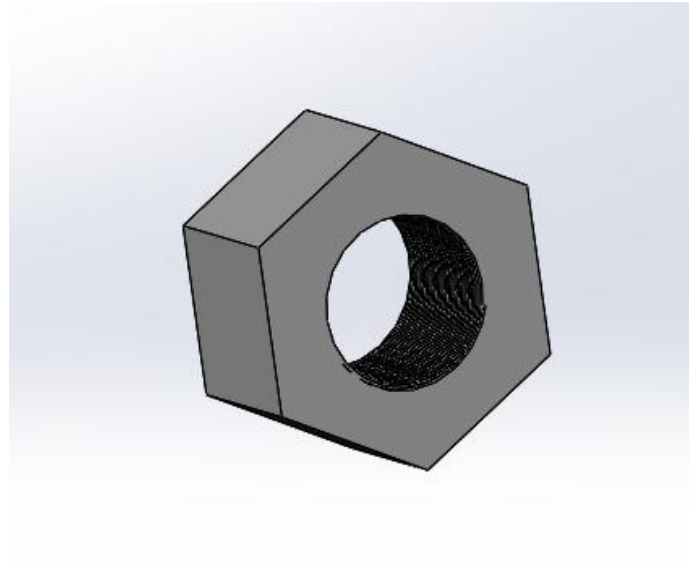
Mangueta con rótula semi-esférica (2ª propuesta)

En la siguiente figura se observa el ensamblaje que tendría el brazo superior + mangueta + cierre de brazo + tornillo + tornillo:

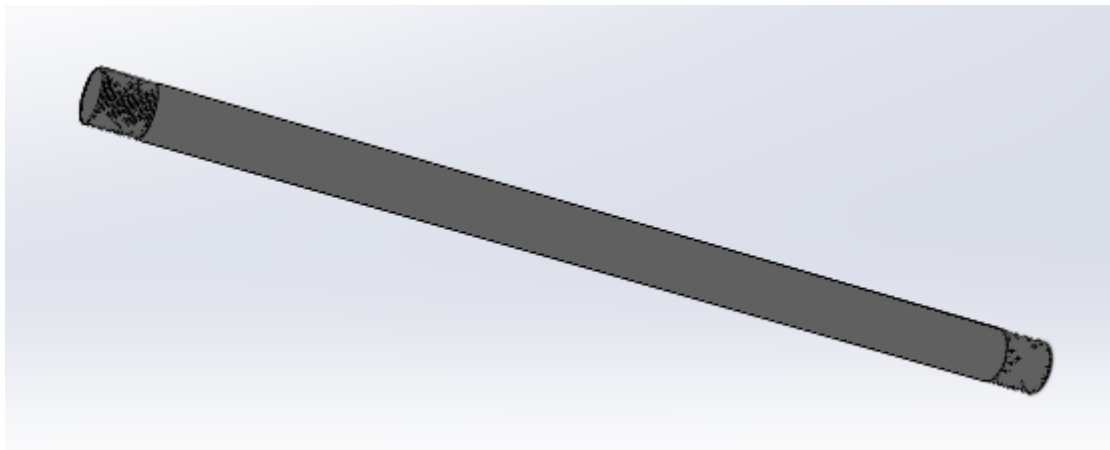


Ensamblaje de la solución al problema

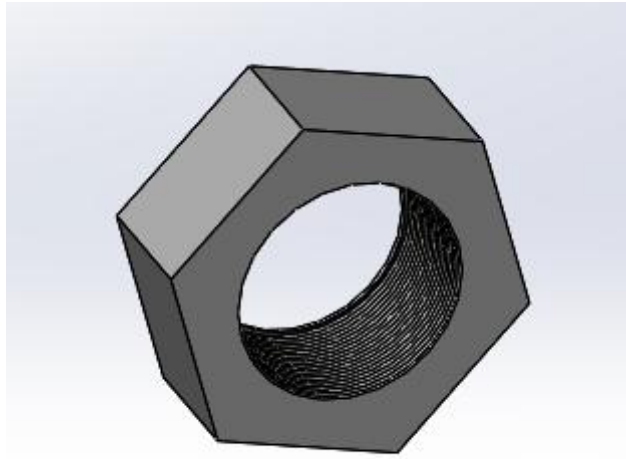
Tras haber visto las piezas que componen la suspensión en paralelogramo deformable, sus modificaciones necesarias y el sub-ensamblaje de las piezas modificadas, en las siguientes figuras se representan los elementos restantes necesarios para completar el conjunto de la suspensión como son los pasadores y sus respectivas tuercas de cierre.



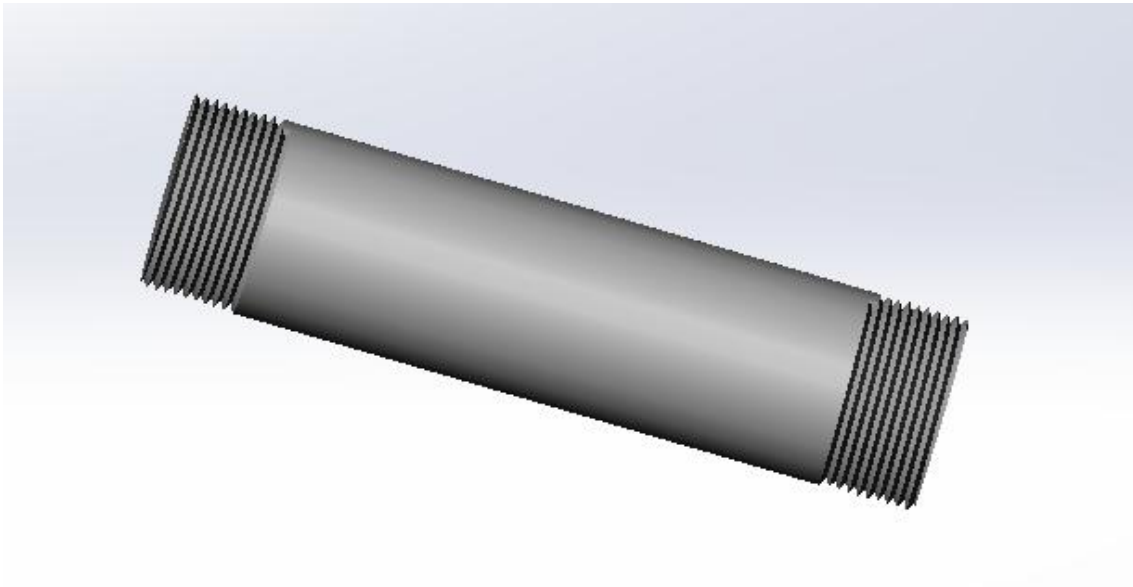
Tuerca pasador chasis



Pasador de los anclajes del chasis



Tuerca pasador brazo hidráulico



Pasador brazo inferior con amortiguador

1.4.2. Diseño final conjunto muelle-amortiguador

Tras haber definido las dimensiones finales que tendrán los elementos principales de la suspensión en paralelogramo deformable que se podrán apreciar más detalladamente en los planos finales, el último elemento que queda por terminar de diseñar es el conjunto muelle-amortiguador.

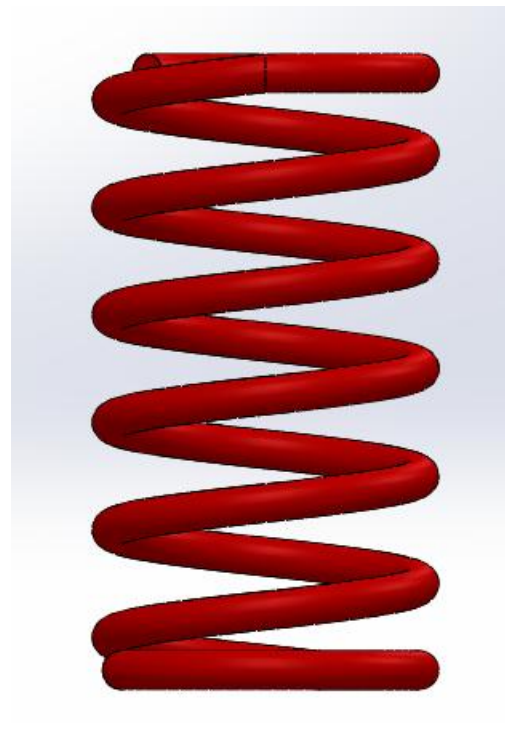
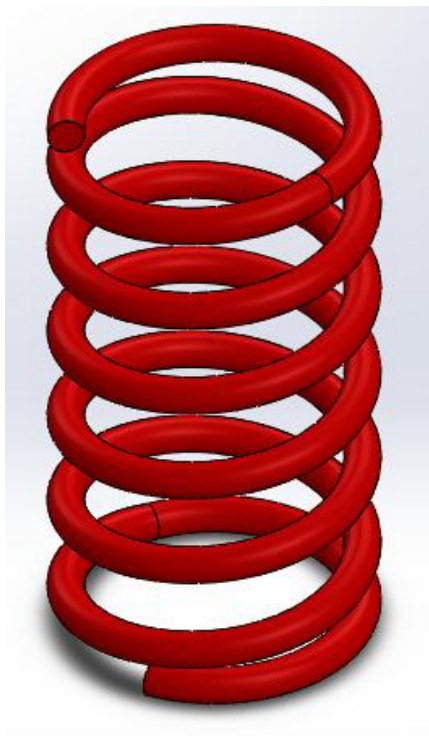
Criterios a tener en cuenta para el diseño del conjunto muelle-amortiguador:

- Extensión máxima y mínima del amortiguador
- Dimensiones entre el punto de anclaje del chasis y el punto de anclaje del brazo inferior (los dos extremos del amortiguador)

A partir de estos dos criterios principales, el diseño de los demás elementos del conjunto muelle-amortiguador se realizará a criterio libre, teniendo en cuenta aspectos como, por ejemplo, el diámetro de los pasadores de los puntos de anclaje de la suspensión con el chasis, donde los diámetros del pasador ya diseñado y del agujero del amortiguador deben ir concordes.

Con estos criterios se le da la forma final al conjunto muelle-amortiguador de la suspensión. Se mantendrá el primer diseño del brazo hidráulico, al cual se le han añadido:

- Un muelle helicoidal, el cual soportará las reacciones y oscilaciones de la suspensión:



Parámetros

☒ Paso constante
☐ Paso variable

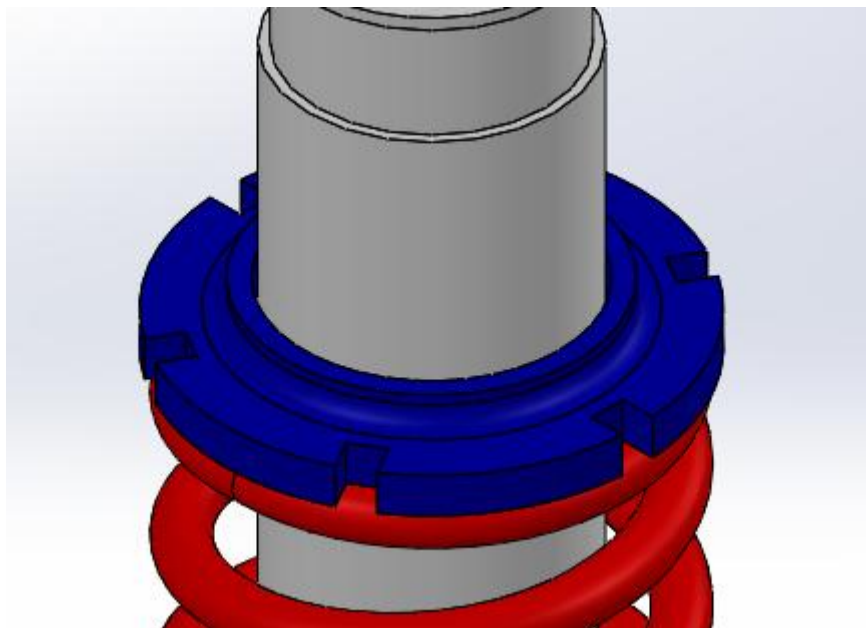
Paso de rosca:
37.00mm

☒ Invertir dirección

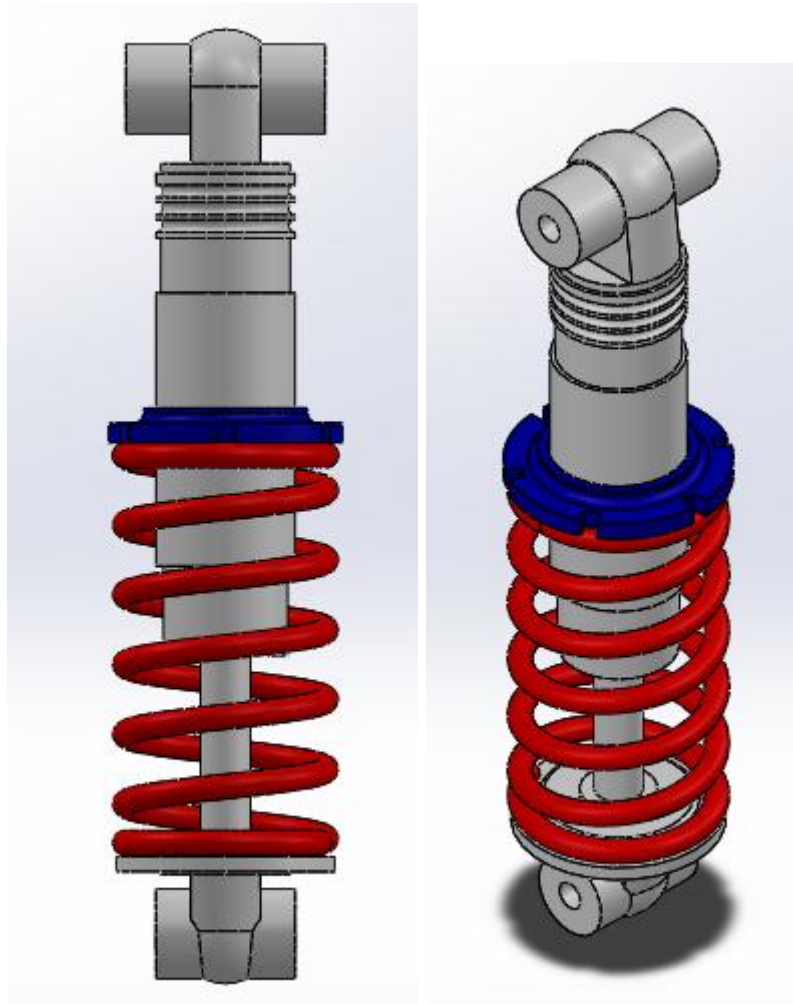
Revoluciones:
7.5

Ángulo inicial:
225.00°

- Un tope superior ajustable para el muelle



En las siguientes imágenes se puede observar el diseño final del conjunto muelle-amortiguador con el ensamblaje de los nuevos componentes que se han mencionado anteriormente:

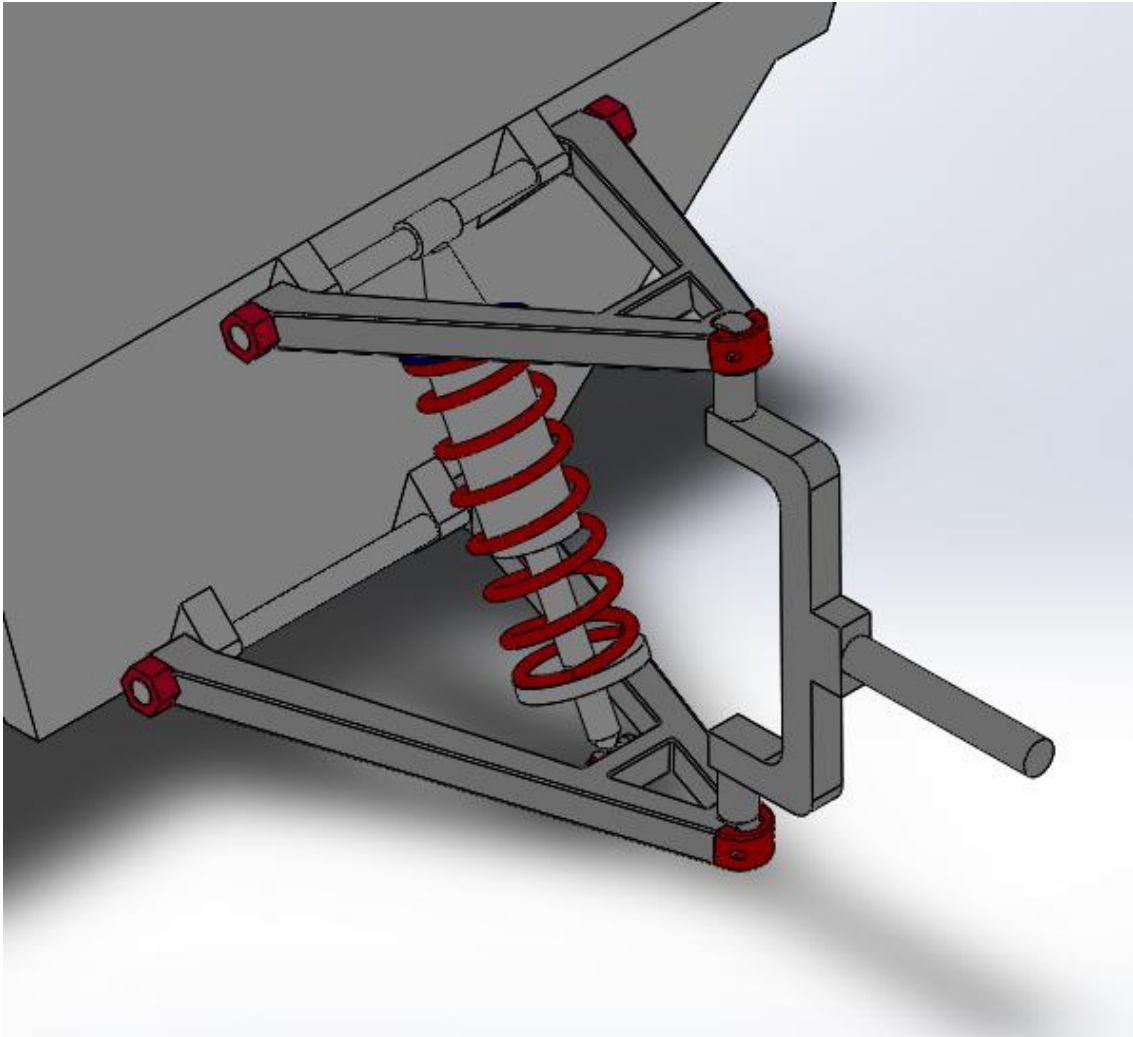


Conjunto muelle-amortiguador

Finalmente se llevará a cabo en ensamblaje final de la suspensión. Todas las medidas y detalles necesarios para la fabricación y montaje de la suspensión en paralelogramo deformable se podrá ver más detalladamente en el Anexo PLANOS.

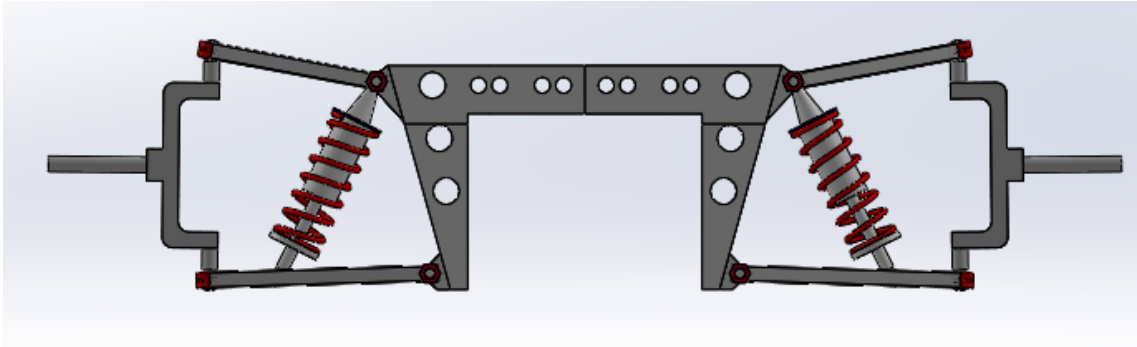
1.4.3. Conjunto final

Una vez obtenido el diseño de todas las piezas necesarias para el montaje del conjunto de la suspensión en paralelogramo deformable, se procede al ensamblaje final de la suspensión. Para la conexión y articulación de las diferentes piezas que componen la suspensión se utilizará la herramienta de relación de posición que ofrece el programa de diseño SOLIDWORKS.



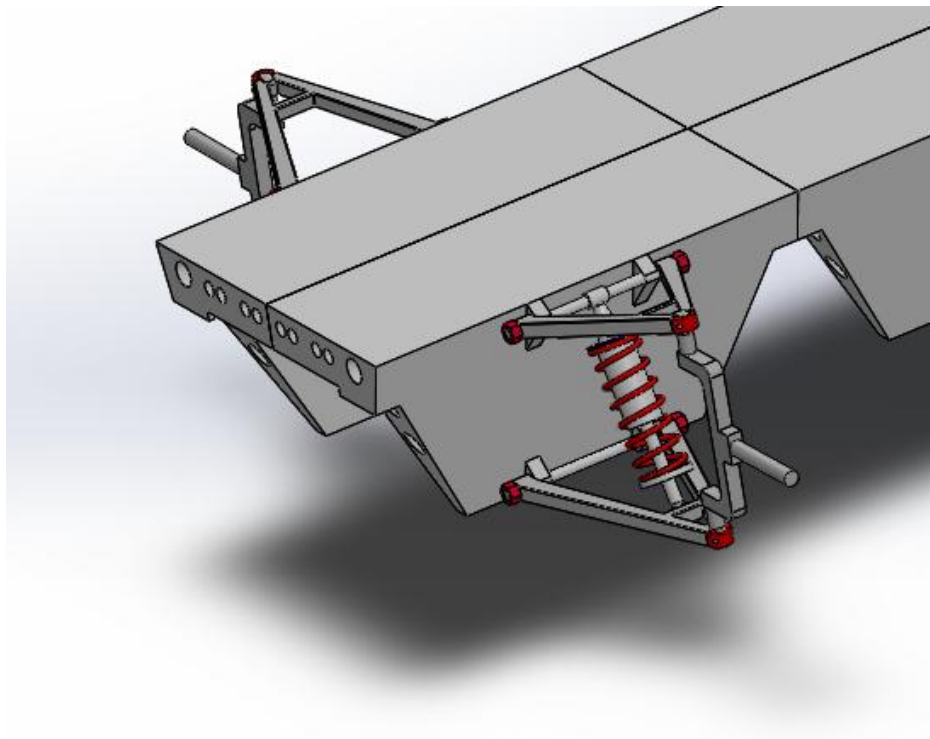
Ensamblaje final

En la siguiente imagen se puede observar claramente como se ha conseguido la forma en paralelogramo deformable que exigía el proyecto. También se puede observar la simetría que presenta el conjunto final si tomamos como eje de tal en centro del chasis.



Vista en alzado suspensión tren trasero

Como se ha comentado al inicio de este anexo, se ha realizado el diseño de la mitad de la suspensión del tren trasero y, posteriormente, se ha aplicado simetría obteniendo el resultado que se ve en la figura superior. De esta manera se respeta minuciosamente el equilibrio de la ubicación de centro de gravedad del vehículo.



Vista isométrica suspensión tren trasero

ANEXO III

CÁLCULO

INDICE DE CONTENIDOS

ANEXO III – CÁLCULO

ANEXO III - CÁLCULO.....	2
1. Análisis del mecanismo 4 barras.....	3
1.1. Datos de partida	3
LEY DE GRASHOF.....	4
1.2. Introducción al mecanismo	6
1.3. Resolución por Álgebra Compleja.....	7
1.3.1. Posición.....	8
1.3.2. Velocidad	12
1.3.3. Aceleración	14
2. Cálculo gráfico del CIR y del Cb del vehículo	16
3. Centro de Gravedad (CDG) del vehículo	18
4. Análisis Dinámico de la suspensión	22
4.1. Dinámica Transversal. Transferencia de Carga en Curva	23
4.2. Dinámica Longitudinal. Transferencia de Carga	29
4.2.1. Transferencia de carga en ACELERACIÓN	30
4.2.2. Transferencia de carga en FRENADA	35
5. Análisis de fuerzas de la suspensión	41
5.1. Frenada (Expansión del muelle)	42
5.2. Aceleración (Compresión del muelle).....	45
5.3. Paso por curva	48

ANEXO III - CÁLCULO

Después de dar por finalizado el aspecto de diseño se la suspensión en paralelogramo deformable del tren trasero del proyecto, en el presente apartado se llevará a cabo el apartado de cálculo.

Por geometría del tren trasero se entiende el conjunto de las dimensiones características que definen la posición relativa entre las ruedas traseras, terreno y carrocería del vehículo.

Para el futuro vehículo de competición el tren de suspensión trasero debe asegurar y garantizar la absorción de las irregularidades del camino, tanto en el agarre en el circuito como para el confort de piloto.

Para conseguir un desgaste regular de la banda de rodadura de los neumáticos, sería necesario que los neumáticos, al efectuar esta conducción extrema, permaneciesen perfectamente perpendiculares al plano de la calzada y orientados según la tangente a la trayectoria (manteniendo el ángulo camber). En realidad, existen numerosos factores que impiden que se cumpla rigurosamente dicha condición, por ejemplo:

- La cinemática del movimiento relativo rueda-carrocería, debida al tipo de suspensión adoptado, influye sobre la posición de la rueda respecto al terreno al variar el equilibrio del vehículo
- La deformación de los neumáticos bajo el efecto de las fuerzas laterales y longitudinales necesita unos ángulos de corrección sobre la posición del plano ecuatorial de la rueda.

La determinación de la geometría de la suspensión ha sido el resultado de un compromiso entre las exigencias funcionales y la necesidad de limitar los desgastes de los neumáticos que se producen como consecuencia de las desviaciones de la posición teórica.

- **Brazos Convergentes**

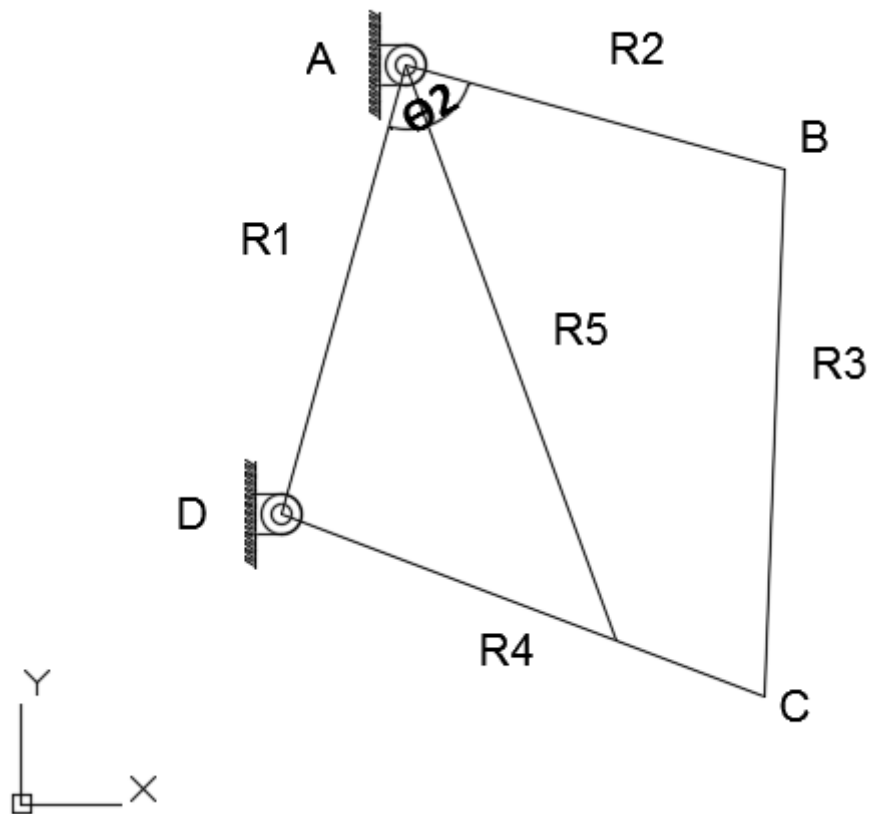
La configuración de brazos convergentes se caracteriza por la intersección de las prolongaciones de sus brazos en un punto, el cual está situado en el lado opuesto de las barras a las cuales se les ha proyectado. El punto de intersección de estas es el centro instantáneo de rotación (CIR).

Al unir el punto de contacto de la rueda con el suelo y el centro instantáneo de rotación se encuentra el centro de balanceo (Cb), el cual está ubicado en la intersección de esta línea y el eje donde se encuentra el centro de gravedad del vehículo.

1. Análisis del mecanismo 4 barras

1.1. Datos de partida

El proyecto ahora se centrará en el cálculo de los campos de posición, velocidad y aceleración del mecanismo 4 barras que presenta la figura siguiente. Para ello, lo primero que se debe hacer es trasladar los datos de posición del diseño en formato digital (dimensiones, ángulos, longitudes...) utilizando la herramienta de diseño en 2D de AutoCAD.



Mecanismo equivalente

DATOS DE PARTIDA		
R1	37,3	cm
R2 (O2B)	31,5	cm
R3 (BC)	42	cm
R'4	28,6	cm
R''4	12,7	cm
R5	44	cm
θ_2	90	º
Omega 2	1	s ⁻¹

LEY DE GRASHOF

Al tratarse de una suspensión con una forma equivalente a un mecanismo 4 barras, lo primero que se hará será la comprobación de la Ley de Grashof, que dice:

LEY DE GRASHOF

“Para un eslabonamiento plano de 4 barras, la suma de las longitudes más corta y más larga de los eslabones no puede ser mayor que la suma de las longitudes de los eslabones restantes, si se desea que exista una rotación relativa entre dos elementos.”

Siendo:

- **S: longitud eslabón más corto**
- **L: longitud eslabón más largo**
- **P: longitud eslabón restante 1**
- **Q: longitud eslabón restante 2**

Quedando la ecuación que define esta ley:

$$S + L < P + Q$$

Por lo tanto, lo primero que se debe hacer es una comprobación geométrica, tal y como define esta ley. Si se cumple la ecuación de Grashof, el mecanismo 4 barras no se bloqueará en ninguna posición y tendrá una movilidad libre.

Las longitudes de las barras o eslabones en cm son:

$$\begin{array}{lll} O_2O_4 = 37,3 & O_2B = 31,5 & BC = 42 \\ O_4C = 41,3 & O_4E = 28,6 & EC = 12,7 \\ O_2E = 37 & & \end{array}$$

Por lo tanto se podrá definir que:

- $S = R2 = 31,5 \text{ cm}$
- $L = R3 = 42 \text{ cm}$
- $P = R4 = 41,3 \text{ cm}$
- $Q = R1 = 37,3 \text{ cm}$

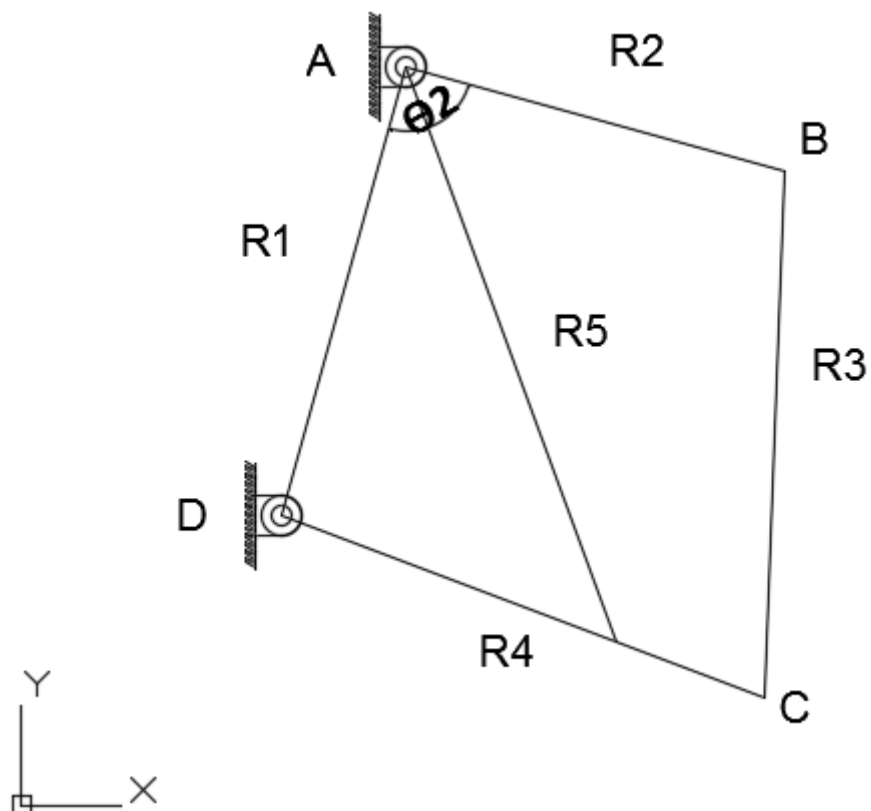
COMPROBACIÓN

$$S + L < P + Q$$

$$31,5 + 42 < 41,3 + 37,3$$

$$73,5 < 73,6$$

CUMPLE LA ECUACIÓN DE GRASHOF, EL MECANISMO NO SE BLOQUEA



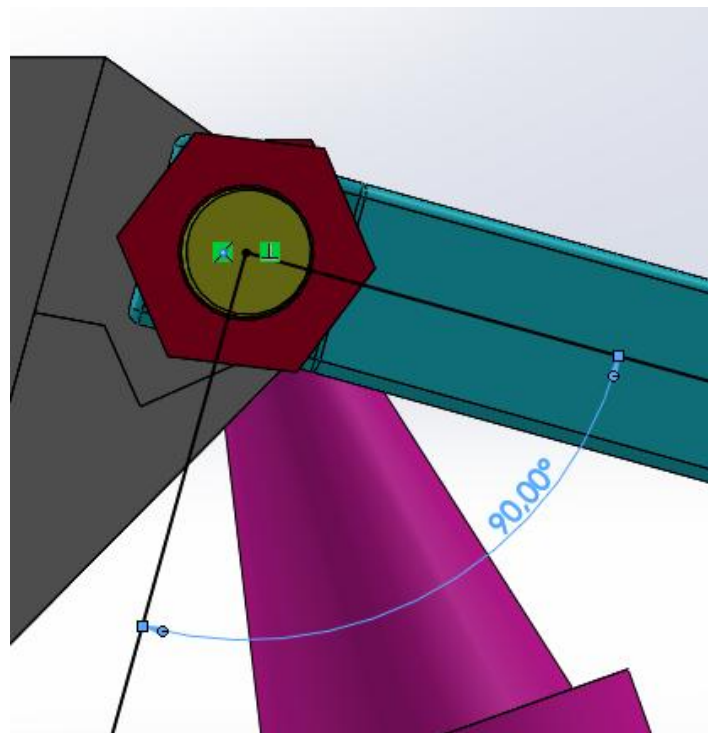
Mecanismo 4 barras equivalente

1.2. Introducción al mecanismo

- **R₁:** La barra 1 estará compuesta por los dos apoyos que tienen el brazo superior y el brazo inferior de la suspensión con el chasis.
- **R₂:** La barra 2 estará constituida como el brazo superior. Este hará de unión entre el apoyo superior del chasis y la mangueta (por su parte superior) en el PUNTO B.
- **R₃:** La barra 3 se refiere a la magueta, que unirá el brazo superior con el brazo inferior y, a su vez, estos dos con la rueda del vehículo. Este elemento contendrá la rueda y actuará como eje de la rueda.
- **R₄:** La barra 4 estará constituida como el brazo inferior. Este hará de unión entre el apoyo inferior del chasis y la mangueta (por su parte inferior), y a su vez estará unida con el brazo hidráulico de la suspensión.
- **R₅:** La barra 5 o conjunto muelle-amortiguador será el elemento de absorción de irregularidades del mecanismo (el amortiguador de la suspensión). Su extremo superior estará unido al apoyo superior del chasis y su extremo inferior al brazo inferior.
- **Θ₂:** Ángulo que forman la barra 1 (chasis) con la barra 2 (brazo inferior). Ángulo de partida para el estudio del mecanismo.
- **Θ₃:** Ángulo de caída. Ángulo que forman el eje vertical de la calzada con el eje vertical de la barra 3 (mangueta).
- **Θ₄:** Ángulo que forman la barra 1 (chasis) con la barra 4 (brazo superior). En el cálculo del mecanismo 4 barras que se realizará más adelante este ángulo será el ángulo inicial que se tomará de partida.
- **PUNTO A:** Punto de unión entre el apoyo superior del chasis y en brazo superior.
- **PUNTO B:** Punto de unión entre el brazo superior y la mangueta.
- **PUNTO C:** Punto de unión entre el brazo inferior y la mangueta.
- **PUNTO D:** Punto de unión entre el apoyo inferior del chasis y en brazo inferior.

La posición de origen en estado de reposo de la suspensión, es decir, cuando el vehículo no está en movimiento, y las dimensiones de sus componentes son las que se observan en la parte superior. Tomando como referencia de suelo los dos puntos de anclaje del chasis (puntos A y D), el argumento de la barra R1 será igual a cero.

A partir de esta referencia, los ángulos que se tomen como positivos serán aquellos que aumente de forma anti horaria. La manivela 2 (barra O_2B) se mueve con velocidad angular constante de valor 1 rad/s. Se estudiará la posición, velocidad y aceleración del mecanismo en la que la barra 2 forma 90° respecto a la referencia de suelo del chasis:



Posición de estudio del mecanismo

1.3. Resolución por Álgebra Compleja

Para el estudio del mecanismo se aplicará el método de cálculo por álgebra compleja, la cual permite realizar el estudio para todas las posiciones reales y complejas. Antes de comenzar, hay que decir que se estudiarán todas las posiciones posibles que puede tener el mecanismo, pero sólo se tendrán en cuenta las posiciones de la barra 2 (R2) que queden comprendidas entre los ángulos de 95° y 125° .

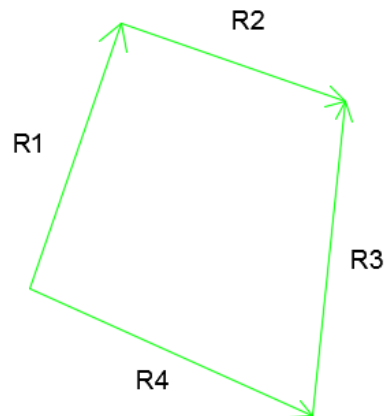
Esto es debido a que la normativa de competición automovilística de asfalto de España (RD Asfalto 2017. Anexo 8. Reglamento Técnico GT) limita un margen de movimiento angular oscilatorio que queda comprendido en $\pm 15^\circ$ respecto a la posición de reposo de la suspensión,

es decir, permite un margen de movimiento total de 30°. En este caso el límite mínimo de movimiento serán 95° y el límite máximo de 125° (todos estos ángulos se toman respecto a referencia al chasis).

1.3.1. Posición

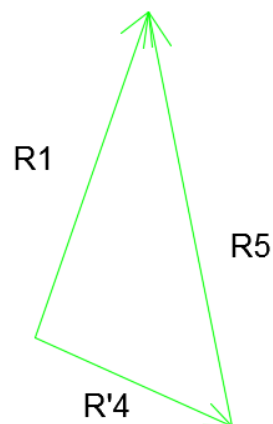
Las ecuaciones de cierre de circuitos, según muestra la figura son:

- Primera ecuación



$$\vec{R}_1 + \vec{R}_2 = \vec{R}_3 + \vec{R}_4$$

- Segunda ecuación:



$$\vec{R}_1 + \vec{R}_{4'} = \vec{R}_5$$

Puesto en forma de números complejos:

- Primera ecuación

$$R_1 e^{j\theta_1} + R_2 e^{j\theta_2} = R_3 e^{j\theta_3} + R_4 e^{j\theta_4}$$

De la primera ecuación se desconocen los argumentos θ_3 y θ_4 , por lo tanto se está ante un caso 2c. Se pone la ecuación en forma de $\vec{A} + \vec{B} = \vec{C}$ (siendo A la barra 3, B la barra 4 y C la suma de las barras 1 y 2) y se calculan las dos incógnitas:

$$R_3 e^{j\theta_3} + R_4 e^{j\theta_4} = R_1 e^{j\theta_1} + R_2 e^{j\theta_2}$$

La solución a la ecuación en el caso 2c viene dada en la forma:

$$\begin{aligned}\theta_A &= \theta_C \pm \arccos \frac{C^2 + A^2 - B^2}{2CA} \\ \theta_B &= \theta_C \pm \arccos \frac{C^2 + B^2 - A^2}{2CB}\end{aligned}$$

$$\vec{A} = R_3 e^{j\theta_3} = 42 e^{j\theta_3}$$

$$\vec{B} = R_4 e^{j\theta_4} = 41,3 e^{j\theta_4}$$

$$\vec{C} = R_1 e^{j\theta_1} + R_2 e^{j\theta_2} = 37,3 e^{j0^\circ} + 31,5 e^{j90^\circ} = 48,82 e^{j40,2^\circ}$$

Por lo tanto:

$$\vec{A} + \vec{B} = \vec{C} \rightarrow 42 e^{j\theta_3} + 41,3 e^{j\theta_4} = 48,82 e^{j40,2^\circ}$$

Sabiendo el formato de las ecuaciones del caso 2c y teniendo la primera ecuación de cierre en formato $\vec{A} + \vec{B} = \vec{C}$, se pueden introducir los valores y las ecuaciones a la hoja de cálculo Excel (ver Anexo 3). De esta manera se obtiene los valores de las incógnitas tita 3 y tita 4, por lo que en este primer paso del cálculo de la posición del mecanismo ya se sabe la posición que tendrán las barras 3 y 4 respecto a la posición de 90º de la barra 2.

Sustituyendo:

$$\theta_4 = 40,2^\circ + \arccos \frac{48,82^2 + 41,3^2 - 42^2}{2 \cdot 48,82 \cdot 41,3} = 95^\circ$$

$$\theta_3 = 40,2^\circ - \arccos \frac{48,82^2 + 42^2 - 41,3^2}{2 \cdot 48,82 \cdot 42} = -13^\circ$$

- Segunda ecuación

$$R_1 e^{j\theta_1} + R_4 e^{j\theta_4} = R_5 e^{j\theta_5}$$

De la segunda ecuación se desconoce el módulo y argumento de la barra 5 (R_5 y θ_5), por lo tanto se está ante un caso 1. Se pone la ecuación en forma de $\vec{A} + \vec{B} = \vec{C}$ y se calculan las dos incógnitas:

$$R_1 e^{j\theta_1} + R_4 e^{j\theta_4} = R_5 e^{j\theta_5}$$

La solución a la ecuación en el caso 1 viene dada en la forma:

$$\theta_C = \arctan \frac{A \sin \theta_A + B \sin \theta_B}{A \cos \theta_A + B \cos \theta_B}$$

$$C = \sqrt{A^2 + B^2 + 2AB \cos(\theta_B - \theta_A)}$$

$$\vec{A} = R_1 e^{j\theta_1} = 37,3 e^{j0}$$

$$\vec{B} = R_4 e^{j\theta_4} = 28,6 e^{j\theta_4 = \theta_4}$$

$$\vec{C} = R_5 e^{j\theta_5}$$

Por lo tanto:

$$\vec{A} + \vec{B} = \vec{C} \rightarrow 37,3 e^{j0} + 28,6 e^{j\theta_4 = \theta_4} = R_5 e^{j\theta_5}$$

Sabiendo el formato de las ecuaciones del caso 1 y teniendo la segunda ecuación de cierre en formato $\vec{A} + \vec{B} = \vec{C}$, se pueden introducir los valores y las ecuaciones a la hoja de cálculo Excel (ver Anexo 3). De esta manera se obtiene los valores de las

incógnitas del módulo y argumento (R5 y tita 5), por lo que en este primer paso del cálculo de la posición del mecanismo ya se sabe la posición que tendrá la barra 5 respecto a la posición de 90° de la barra 2.

Sustituyendo:

$$\theta_5 = \arctan \frac{37,3 \operatorname{sen} 0 + 28,6 \operatorname{sen} 95}{37,3 \operatorname{cos} 0 + 28,6 \operatorname{cos} 95} = 39,3^\circ$$

$$R_5 = \sqrt{37,3^2 + 28,6^2 + 2 \cdot 37,3 \cdot 28,6 \operatorname{cos}(95 - 0)} = 45 \text{ cm}$$

Una vez finalizado el cálculo del apartado de posición de todas las barras que componen la suspensión, en la figura 5.5 se pueden contrastar dichos resultados. Para mayor exactitud y aclaración de cualquier duda revisar Anexo V – Cálculos Excel.

R1	Θ1	R2	Θ2	RC	ΘC	R3	Θ3	R4	Θ4	R'4	Θ'4	R5	Θ5
A	ΘA			C	ΘC	A	ΘA	B	ΘB	B	ΘB	C	ΘC
37,3	0	31,5	0	48,82	4,2	42	-49,258	41,3	58,98956	28,6	58,9896	57,5191	25,22406
37,3	0	31,5	10	48,82	8,2	42	-45,258	41,3	62,98956	28,6	62,9896	56,3756	26,87051
37,3	0	31,5	20	48,82	12,2	42	-41,258	41,3	66,98956	28,6	66,9896	55,1657	28,50189
37,3	0	31,5	30	48,82	16,2	42	-37,258	41,3	70,98956	28,6	70,9896	53,891	30,11626
37,3	0	31,5	40	48,82	20,2	42	-33,258	41,3	74,98956	28,6	74,9896	52,5531	31,71147
37,3	0	31,5	50	48,82	24,2	42	-29,258	41,3	78,98956	28,6	78,9896	51,154	33,28501
37,3	0	31,5	60	48,82	28,2	42	-25,258	41,3	82,98956	28,6	82,9896	49,6956	34,83404
37,3	0	31,5	70	48,82	32,2	42	-21,258	41,3	86,98956	28,6	86,9896	48,1799	36,35522
37,3	0	31,5	80	48,82	36,2	42	-17,258	41,3	90,98956	28,6	90,9896	46,609	37,8447
37,3	0	31,5	90	48,82	40,2	42	-13,258	41,3	94,98956	28,6	94,9896	44,9854	39,29792

Tabla de resultados (posición)

De la tabla de resultados 5.5 solo interesarán los resultados que están comprendidos en la fila de color verde (posición de la barra 2 a 90° respecto al suelo del chasis). En este caso el valor de las incógnitas que se deben tomar en cuenta son el de las columnas de color amarillo (tita 3, tita 4, tita 5 y R5):

TABLA DE RESULTADOS POSICIÓN (PARA $\theta_2 = 90^\circ$)

POSICIONES	RESULTADOS
θ_3	-13 °
θ_4	95 °
θ_5	39,3 °
R5	45 cm

1.3.2. Velocidad

El método de cálculo que se va a seguir en el apartado de velocidades es exactamente el mismo que el del apartado de posición, pero con diferentes fórmulas (ya que en este caso se trata de las derivadas de las ecuaciones de posición) y, por lo tanto, con diferentes valores. Dichos resultados se pueden observar en la tabla de resultados (figura 5.6 y 5.7). En este caso el cálculo de los valores de las incógnitas se hace directamente en la hoja de cálculo Excel (ver Anexo 3).

Derivando las ecuaciones de posiciones y organizándolas como $\vec{C} = \vec{A} + \vec{B}$ nos queda:

- Primera ecuación

$$R_2 \dot{\theta}_2 e^{j\theta_2 + \frac{\pi}{2}} = R_3 \dot{\theta}_3 e^{j\theta_3 + \frac{\pi}{2}} + R_4 \dot{\theta}_4 e^{j\theta_4 + \frac{\pi}{2}}$$

Se tiene como incógnitas $\dot{\theta}_3$ y $\dot{\theta}_4$. Por tanto se está ante un caso 2a.

La solución a la ecuación en el caso 2a viene dada en la forma:

$$A = C \frac{\sin(\theta_C - \theta_B)}{\sin(\theta_A - \theta_B)}$$

$$B = C \frac{\sin(\theta_C - \theta_A)}{\sin(\theta_B - \theta_A)}$$

R2Omega2	Θ2+90	Omega3	Θ3+90	Omega4	Θ4+90	Omega' 4	Θ' 4+90
C	ΘC	A/R3	ΘA	B/R4	ΘB		
31,5	90	0,60847411	40,741821	0,688314341	148,99	0,688314341	148,98956
31,5	100	0,65992874	44,741821	0,641294846	152,99	0,641294846	152,98956
31,5	110	0,70415306	48,741821	0,58724919	156,99	0,58724919	156,98956
31,5	120	0,74066252	52,741821	0,52676951	160,99	0,52676951	160,98956
31,5	130	0,76905713	56,741821	0,460518432	164,99	0,460518432	164,98956
31,5	140	0,78902579	60,741821	0,389221818	168,99	0,389221818	168,98956
31,5	150	0,80034972	64,741821	0,313660809	172,99	0,313660809	172,98956
31,5	160	0,80290485	68,741821	0,234663266	176,99	0,234663266	176,98956
31,5	170	0,79666319	72,741821	0,153094703	180,99	0,153094703	180,98956
31,5	180	0,78169311	76,741821	0,069848803	184,99	0,069848803	184,98956

Tabla de resultados (velocidad - 1)

- Segunda ecuación

$$R_4 \dot{\theta}_4 e^{j\theta_4 + \frac{\pi}{2}} = R_5 \dot{\theta}_5 e^{j\theta_5 + \frac{\pi}{2}} + \dot{R}_5 e^{j\theta_5}$$

El caso de la barra 5 (brazo hidráulico de la suspensión) tiene un desplazamiento lineal y otro angular. Se tiene como incógnitas la velocidad angular y la velocidad lineal de la barra 5 ($\dot{\theta}_5$ y \dot{R}_5). Por tanto se está ante un caso 1:

$$\theta_C = \arctan \frac{A \sin \theta_A + B \sin \theta_B}{A \cos \theta_A + B \cos \theta_B}$$

$$C = \sqrt{A^2 + B^2 + 2AB \cos(\theta_B - \theta_A)}$$

θ_4+90	Omega' 4	$\theta' 4+90$	R' 4 x Omega' 4	θ_5+90	R'5	Omega5	PARENTESIS
θ_B							
148,99	0,688314341	148,98956	28,42738227	115,224061	-107,535239	2,2804155	15,73845288
152,99	0,641294846	152,98956	26,48547713	116,870515	-111,552928	2,3582481	15,8670749
156,99	0,58724919	156,98956	24,25339155	118,501887	-115,397055	2,435955	15,67681674
160,99	0,52676951	160,98956	21,75558075	120,116262	-118,983478	2,5131138	15,1360621
164,99	0,460518432	164,98956	19,01941125	121,711467	-122,229931	2,5893172	14,21523003
168,99	0,389221818	168,98956	16,0748611	123,285013	-125,057157	2,6641731	12,88695346
172,99	0,313660809	172,98956	12,9541914	124,834037	-127,3895	2,7372929	11,12620528
176,99	0,234663266	176,98956	9,691592879	126,355222	-129,15484	2,808266	8,910366127
180,99	0,153094703	180,98956	6,322811234	127,844698	-130,28382	2,8766134	6,219228141
184,99	0,069848803	184,98956	2,884755547	129,297919	-130,708287	2,9417165	3,034929578

Tabla de resultados (velocidad - 2)

De las tablas de resultados 5.6 y 5.7 solo interesarán los resultados que están comprendidos en la fila de color verde (posición de la barra 2 a 90º respecto al suelo del chasis). En este caso también, el valor de las incógnitas que se deben tomar en cuenta es el de las columnas de color amarillo (velocidades angulares de las barras 3, 4 y 5 y la velocidad lineal de la barra 5):

TABLA DE RESULTADOS VELOCIDADES (PARA $\dot{\theta}_2 = 1 \text{ rad/s}$)

VELOCIDADES	RESULTADOS
$\dot{\theta}_3$	0,781 (s ⁻¹)
$\dot{\theta}_4$	0,07 (s ⁻¹)
$\dot{\theta}_5$	2,95 (s ⁻¹)
R5	-130 cm/s

1.3.3. Aceleración

El método de cálculo que se va a seguir en el apartado de velocidades es exactamente el mismo que el del apartado de posición y velocidad. Dichos resultados se pueden observar en la tabla de resultados (figura 5.8 y 5.9). En este caso también, el cálculo de los valores de las incógnitas se hace directamente en la hoja de cálculo Excel (ver Anexo V – Cálculos Excel).

Derivando las ecuaciones de velocidades y organizándolas como $\vec{C} = \vec{A} + \vec{B}$ queda:

- Primera ecuación

$$-R_2\dot{\theta}_2^2 e^{j\theta_2} + R_3\dot{\theta}_3^2 e^{j\theta_3} + R_4\dot{\theta}_4^2 e^{j\theta_4} = R_3\ddot{\theta}_3 e^{j\theta_3 + \frac{\pi}{2}} + R_4\ddot{\theta}_4 e^{j\theta_4 + \frac{\pi}{2}}$$

La aceleración angular de entrada es 0 por lo que se nos va el término con lo contiene. En la primera ecuación se tiene como incógnitas $\ddot{\theta}_3$ y $\ddot{\theta}_4$. Por tanto se está ante un caso 2a.

$\alpha 4$	$\theta 4$	$\alpha 3$
B/R4	θB	A/R3
0,31179833	58,98955551	0,306601691
0,325076675	62,98955551	0,319658731
0,297754732	66,98955551	0,292792154
0,230492264	70,98955551	0,226650726
0,126442832	74,98955551	0,124335451
0,008896736	78,98955551	0,008748457
0,167982982	82,98955551	0,165183265
0,341652247	86,98955551	0,335958043
0,519652516	90,98955551	0,510991641
0,691249608	94,98955551	0,679728781

Tabla de resultados (aceleración - 1)

- Segunda ecuación

$$R_4\ddot{\theta}_4 e^{j\theta_4 + \frac{\pi}{2}} - R_4'\dot{\theta}_4'^2 e^{j\theta_4'} - R_5\dot{\theta}_5^2 e^{j\theta_5} - 2\dot{R}_5\dot{\theta}_5 e^{j\theta_5 + \frac{\pi}{2}} = R_5\ddot{\theta}_5 e^{j\theta_5 + \frac{\pi}{2}} + \ddot{R}_5 e^{j\theta_5}$$

Se tiene como incógnitas la aceleración angular del eslabón 5 y la aceleración lineal del eslabón 5. Por tanto se está ante un caso 1, al igual que en los anteriores apartados de velocidad y aceleración.

α_5	θ_5	R''_5
A/R5	θ_A y θ_B	B
0,007653855	25,22406063	58,51910981
0,008318823	26,8705149	57,3756374
0,009017408	28,50188655	56,16571674
0,009753543	30,11626219	54,89097252
0,010531618	31,7114669	53,55313148
0,011356547	33,28501302	52,15402444
0,012233855	34,83403716	50,69558915
0,013169779	36,35522187	49,17987439
0,014171382	37,84469766	47,6090454
0,015246685	39,29791927	45,98539146

Tabla de resultados (aceleración - 2)

TABLA DE RESULTADOS ACELERACIÓN

VELOCIDADES	RESULTADOS
$\ddot{\theta}_5$	0,68 (s ⁻²)
$\ddot{\theta}_5$	0,69 (s ⁻²)
$\ddot{\theta}_5$	0,015 (s ⁻²)
\ddot{R}_5	46 cm ² /s

2. Cálculo gráfico del CIR y del Cb del vehículo

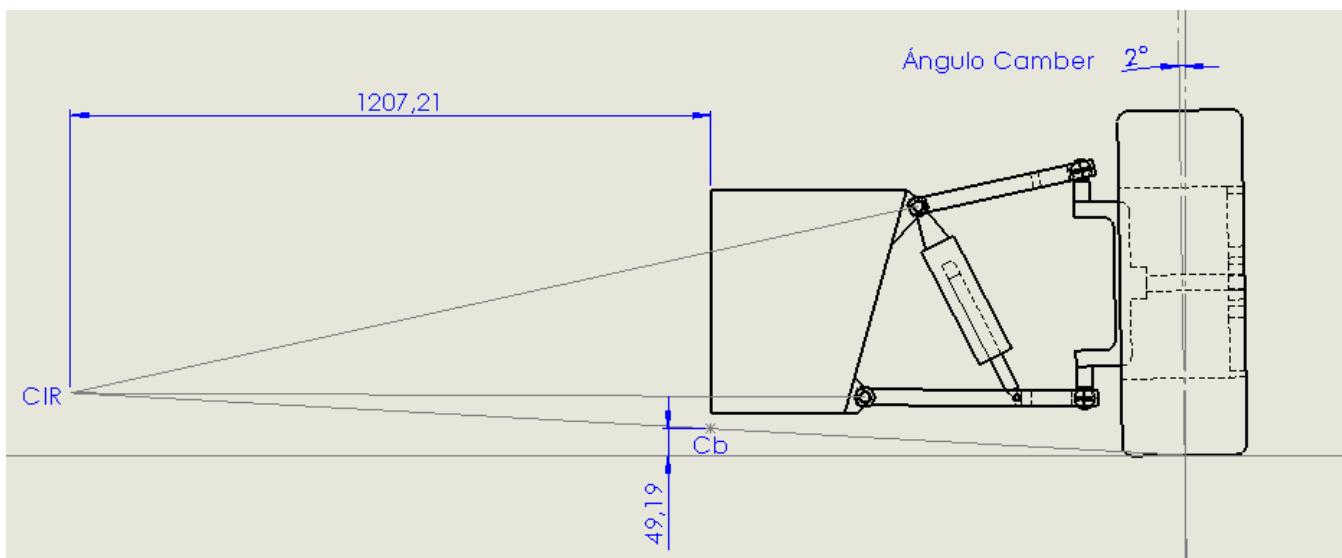
El centro instantáneo de rotación (CIR) es el punto en torno al cual gira un cuerpo en un instante determinado. Se define como la intersección de las perpendiculares a las trayectorias que recorren los puntos del cuerpo en movimiento.

Durante el movimiento rectilíneo de un cuerpo, el centro instantáneo de rotación se halla en el infinito en dirección perpendicular al movimiento. Si el cuerpo está unido al sistema por medio de 2 varillas (por ejemplo, la suspensión en paralelogramo deformable), su centro instantáneo de rotación deberá pertenecer a las dos rectas representadas por los brazos y por tanto, se hallará en el punto de intersección de las mismas.

El cálculo gráfico del CIR es de real importancia ya que al determinar este punto, se define otro punto tan importante como es el centro de balanceo.

El centro de balanceo (Cb) es el punto situado en el plano transversal de la suspensión, en torno al cual gira la masa suspendida del vehículo bajo la acción de la fuerza centrífuga. El Centro de Balanceo es el lugar de giro instantáneo del chasis respecto de las ruedas (o de la masa suspendida respecto de la no suspendida).

Este punto se obtiene, trazando primeramente el Centro Instantáneo de Rotación respecto a la carrocería, punto definido por la geometría de la suspensión; se une este punto con el centro de la huella de la rueda (punto A) y se prolonga la recta así obtenida hasta encontrar el eje de simetría del vehículo; este punto de intersección es el Centro de Balanceo. Observar siguiente imagen:



Distancia CIR: 1207 mm

Altura Cb: 49 mm

En la imagen anterior se puede observar que el centro instantáneo de rotación (CIR) se encuentra a una distancia de 1207 mm respecto al eje de simetría del chasis y que el centro de balanceo se encuentra a una altura de 49 mm respecto al suelo (este centro siempre estará situado en el eje de simetría del chasis). También se puede observar el ángulo camber, 2 grados negativos que adopta el eje vertical de la rueda respecto al eje perpendicular al terreno, justamente el tipo de caída que se busca.

Cuando las suspensiones son simétricas como, en la mayoría de los vehículos, el cálculo de una sola suspensión ya es suficiente para resolver la posición del Cb del otro lado, ya que coincidirán en el mismo punto.

El Centro de Balanceo es un punto de gran relevancia, el cual define una recta en torno a la cual gira el vehículo en sus oscilaciones laterales. Puede desplazarse lateral o verticalmente, o una combinación de ambos, durante el balanceo del chasis. Estos movimientos pueden afectar al funcionamiento del chasis por variar ángulos de alineación o distancias al centro de gravedad.

Por lo tanto, la posición de este eje con respecto al centro de gravedad determinará la mayor o menor tendencia del coche a balancearse y a elevarse en las curvas.

- **CENTRO DE BALANCEO (Cb) POR ENCIMA DEL NIVEL DEL SUELO**

Es uno de los casos más comunes. La fuerza vertical que actúa en la descomposición de fuerzas, cuando mayor es la altura del centro de balanceo, mayor componente vertical tiene, lo cual hace que el vehículo se eleve en los giros.

Como regla general se puede decir que a mayor altura del centro de balanceo, se obtiene mejor compensación de camber o inclinación de las ruedas, pero mayor deformación de neumáticos y efecto de elevación del chasis.

Gracias a los cálculos de este apartado, se ha hallado la distancia del centro de balanceo del eje trasero. Esta medida será necesaria para el cálculo de transferencia de carga transversal para el eje trasero; este cálculo será explicado en un apartado más adelante.

3. Centro de Gravedad (CDG) del vehículo

En este apartado se realizará el cálculo de la posición del centro de gravedad (CDG) del vehículo a estudiar. Como anteriormente se ha comentado, la relación de distancias entre el centro de balanceo (Cb) y el centro de gravedad (CDG) del vehículo aportará información valiosa para el estudio del balanceo y de las oscilaciones que sufrirá el vehículo.

Para el cálculo de la posición del centro de gravedad del vehículo se utilizará la definición principal del centro de gravedad que dice:

Las masas (m) o elementos que componen el conjunto del vehículo (como pueden ser la masa del motor, la masa del conjunto chasis-carrocería, la masa de las ruedas...) en relación con las distancias (A_i) a la que se encuentren los respectivos centros de gravedad de cada masa o elemento respecto al punto O seleccionado, es el punto G o CENTRO DE GRAVEDAD, definido por la siguiente ecuación:

$$\overrightarrow{OG} = \frac{\sum m_i \cdot \overrightarrow{OA_i}}{\sum m_i} = \frac{\sum m_i \cdot \overrightarrow{OA_1} + \dots + \sum m_n \cdot \overrightarrow{OA_n}}{m_1 + \dots + m_n}, \text{ con } \sum m_i \neq 0$$

Donde:

- **m** = masa del elemento a estudiar (motor, chasis, ruedas...)
- **OA** = distancia del punto O seleccionado al CDG del elemento a estudiar

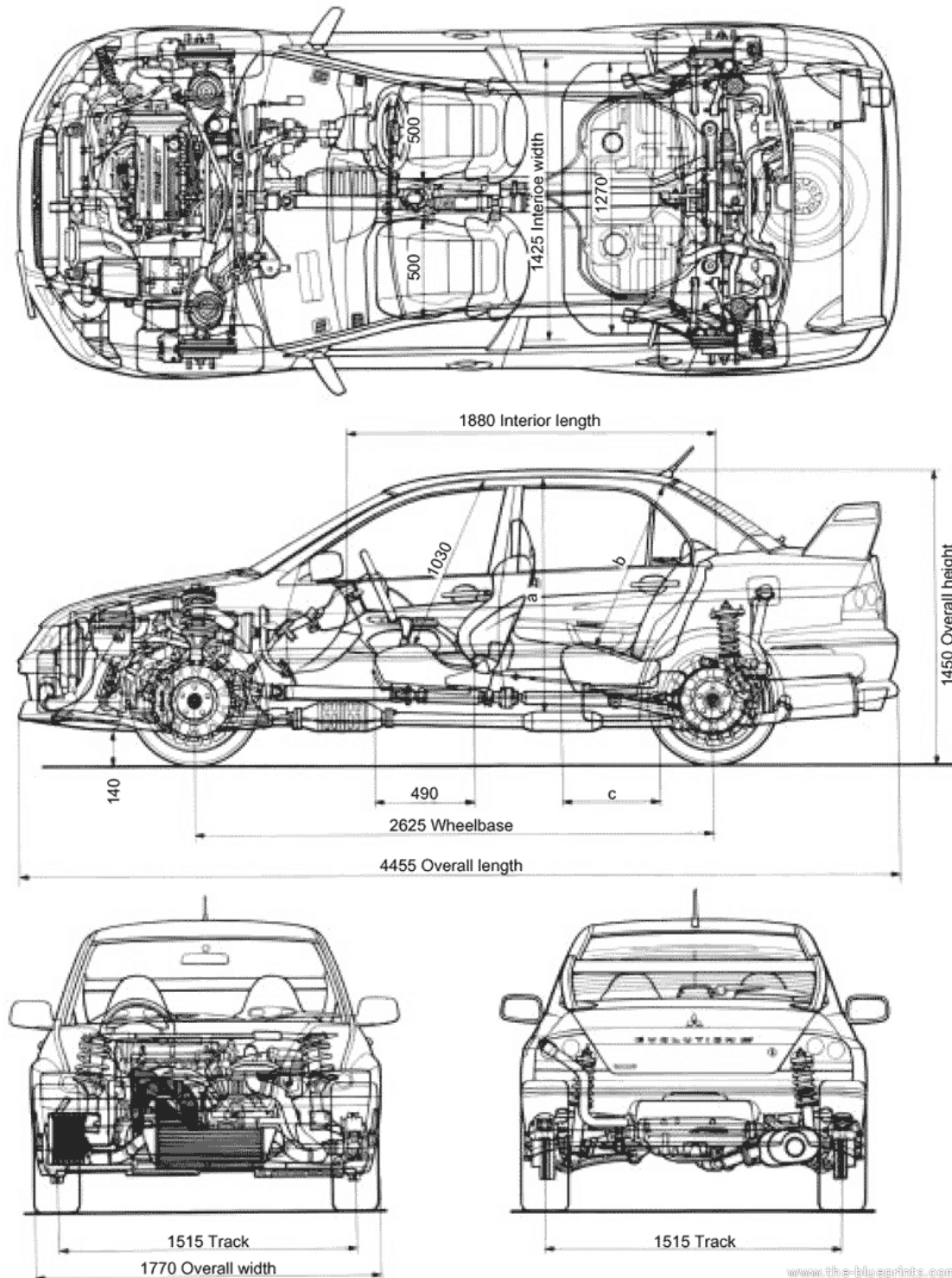
Esta ecuación será aplicable tanto en el eje vertical como en el horizontal independientemente, obteniendo como resultado las distancia desde el punto O (definido anteriormente para realizar el cálculo) al CDG en cada uno de ellos. El centro de gravedad final será el punto donde concurren la distancia OG obtenida para el eje X y la distancia OG obtenida para el eje Z.

El punto O, que puede ser cualquiera, se define antes de comenzar con el cálculo. En este caso se toma como punto de Origen la parte delantera y central del vehículo. Se toma como referencia la parte central por el simple hecho de que el vehículo es simétrico si lo divides por su eje longitudinal.

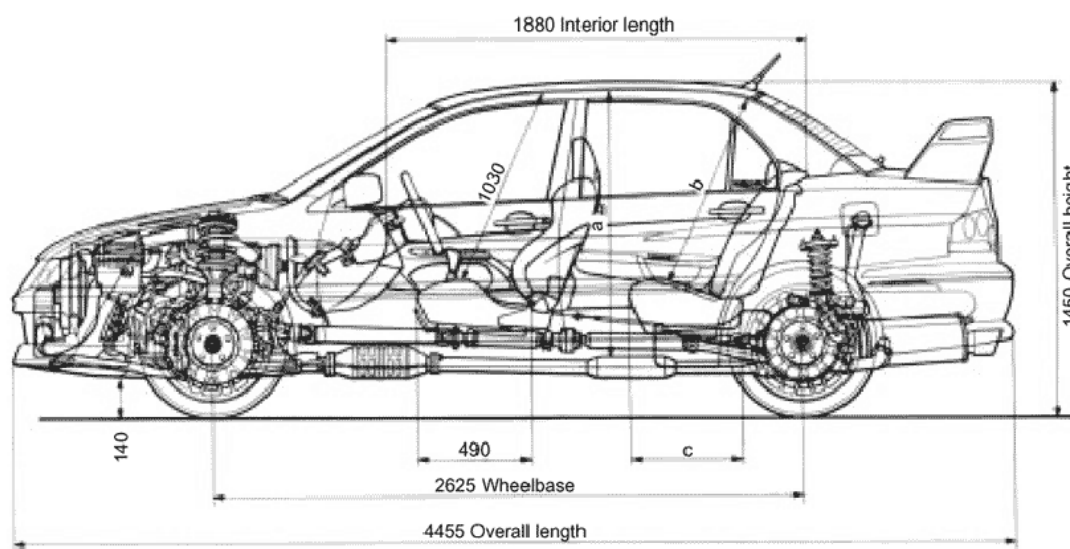
Ya que el centro de gravedad (CDG) depende exclusivamente de las masas de los diferentes componentes del vehículo y de las distancias (eje X) y alturas (eje Z) a las que se encuentran dichas masas, el siguiente paso a realizar será el estudio de la relación masa/posición del vehículo.

Como se puede observar en la siguiente imagen, la distribución de masas del Mitsubishi Lancer Evo VII en la vista de perfil no será de forma simétrica. El elemento de más peso es el motor,

que se encuentra en la parte delantera del vehículo, por lo que el centro de gravedad respecto al eje X estará mayormente desplazado hacia la zona frontal del vehículo.



Para el cálculo del CDG se han tomado las referencias de algunos de los componentes del vehículo, las cuales se introducirán en una tabla de Excel con sus respectivos pesos y centros de gravedad unitarios. Se analizará la situación del centro de gravedad en el eje longitudinal (Eje X) y el eje de alturas (Eje Z) tomando como referencia el suelo.



	Peso	Altura	Longitudinal
		Eje Z	Eje X
Medida	kg	mm	mm
NEUMÁTICOS Y LLANTAS	200	323	2222
CHASIS Y CARROCERÍA	950	650	2300
MOTOR	230	500	950

* En el peso de CHASIS + CARROCERÍA queda añadido al peso medio de un ocupante de 80 kg.

En la tabla anterior se puede observar los tres elementos principales que componen el vehículo: el motor, el conjunto chasis-carrocería y el conjunto de llantas y neumáticos. Dicha tabla nos aporta información sobre las tres masas principales que se diferenciarán en este proyecto y sobre la posición de su centro de gravedad.

En este caso, tomando como referencia el punto O (representado como un círculo de color rojo en la siguiente imagen), las coordenadas X-Z de la tabla definen sus respectivos CDG.



Tomando la parte frontal del vehículo como referencia para el cálculo de la posición del centro de gravedad ($X=0, Z=0$), las masas de los diferentes elementos y con la ecuación vista al inicio de este apartado, se procede a realizar el cálculo del CDG necesario para posteriores cálculos del proyecto.

En este caso, para poder obtener la posición exacta del CDG total del vehículo se realiza el cálculo de la altura y de la distancia a la que se encuentra el punto G con respecto al punto O.

- Para el caso del Eje Z:

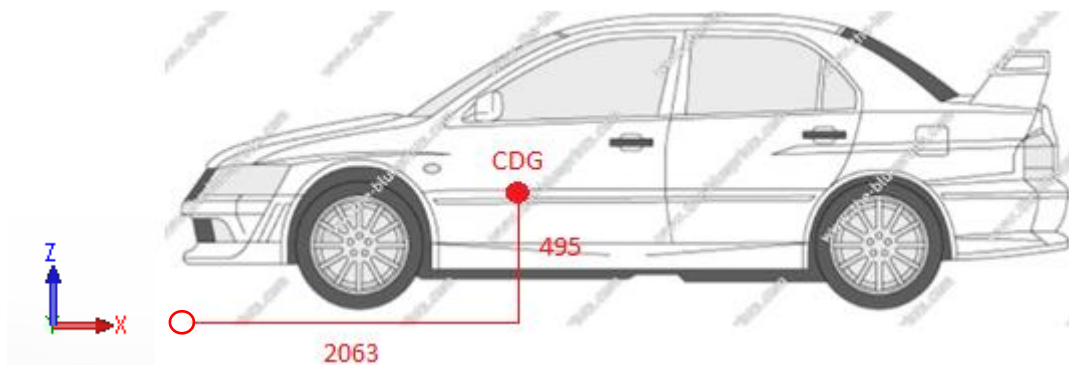
$$Z_{CDG} = \frac{\sum m_i \cdot z_i}{\sum m_i};$$

$$Z_{CDG} = \frac{(200 \cdot 323) + (950 \cdot 650) + (230 \cdot 500)}{200 + 950 + 230} = \mathbf{495 \text{ mm}}$$

- Para el caso del Eje X:

$$X_{CDG} = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i};$$

$$X_{CDG} = \frac{(200 \cdot 2222) + (950 \cdot 2300) + (230 \cdot 950)}{200 + 950 + 230} = \mathbf{2063 \text{ mm}}$$



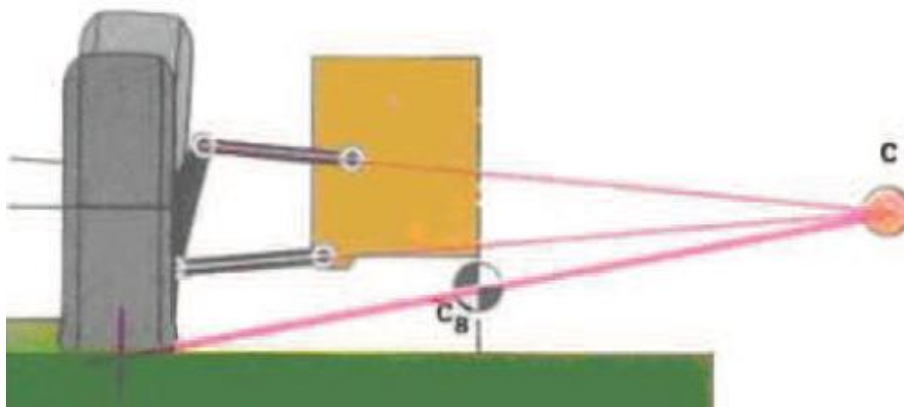
Como se puede observar en la imagen anterior se ha obtenido la posición del centro de gravedad del vehículo. Teniendo en cuenta que la distancia entre los dos ejes es de 2625 mm y con el resultado obtenido del CDG en el eje $X_{CDG} = 2063 \text{ mm}$, se puede realizar el cálculo del reparto de pesos del vehículo. El resultado del reparto de pesos del 65% para el eje delantero y por tanto, un 35% del peso total para el eje trasero.

4. Análisis Dinámico de la suspensión

Tras haber obtenido la posición del centro de gravedad del vehículo, información de gran relevancia, en este apartado se realizará el análisis cinemático del vehículo, donde se tendrán en cuenta las situaciones a las que se expone cualquier suspensión como pueden ser: EL PASO POR CURVA, LA ACELERACIÓN y LA FRENADA.

Antes de comenzar con ello, se hace un breve estudio de la geometría de la suspensión seleccionada, sacando a la luz sus pros y sus contras:

- **Suspensión en Paralelogramo Deformable (BRAZOS CONVERGENTES)**



- **PRO** → Este adopta un ángulo de inclinación (ángulo camber) negativo. Esto es favorable ya que compensa la pérdida de inclinación ocasionada por el CDG del vehículo, lo que le aporta mayor estabilidad al vehículo.
- **CONTRA** → Como inconveniente se tiene que la variación de la altura del chasis es superior en comparación con otro tipo de configuraciones, lo cual se soluciona utilizando un amortiguador con mayor rigidez.

Tras analizar brevemente la configuración de la suspensión, el siguiente paso será realizar el estudio de las tres situaciones cotidianas a las que se expone un vehículo:

- **PASO POR CURVA** (dinámica transversal).
- **ACELERACIÓN Y FRENADA** (dinámica longitudinal).

También se realizará el cálculo de balanceo que sufrirá el vehículo respecto a su eje transversal.

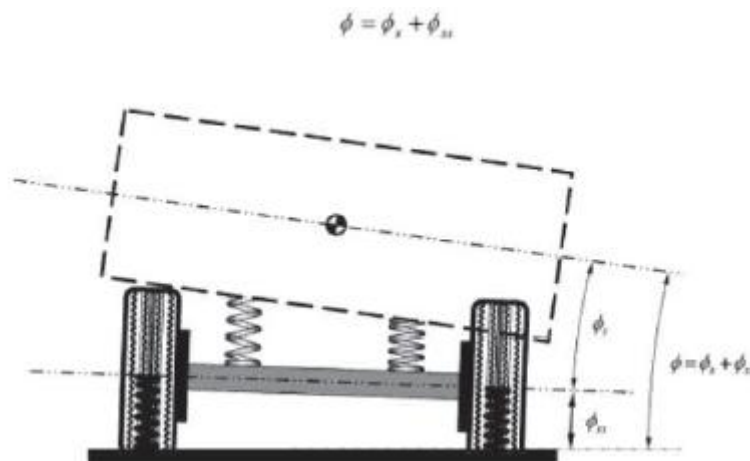
4.1. Dinámica Transversal. Transferencia de Carga en Curva

PARTE TEÓRICA

La transferencia de carga en el paso por curva de un vehículo es mayormente producida por el movimiento de balanceo.

BALANCEO: rotación en torno al eje longitudinal (eje X)

Matemáticamente, el balanceo es la suma del balanceo relativo de masa suspendida (ϕ_s) respecto a la semi-suspendida y al balanceo absoluto de la masa semi-suspendida (ϕ_{ss}), es decir, es la suma del balanceo de la suspensión y del eje producido por la deformación de los neumáticos. Observar siguiente imagen



En el caso que ocupa a este proyecto, se considera que la rigidez del cuerpo que compone la masa suspendida del vehículo (chasis + carrocería) es infinita, por lo tanto, torsionalmente rígido y, por tanto, se tendrá un ángulo de torsión despreciable. Por lo que:

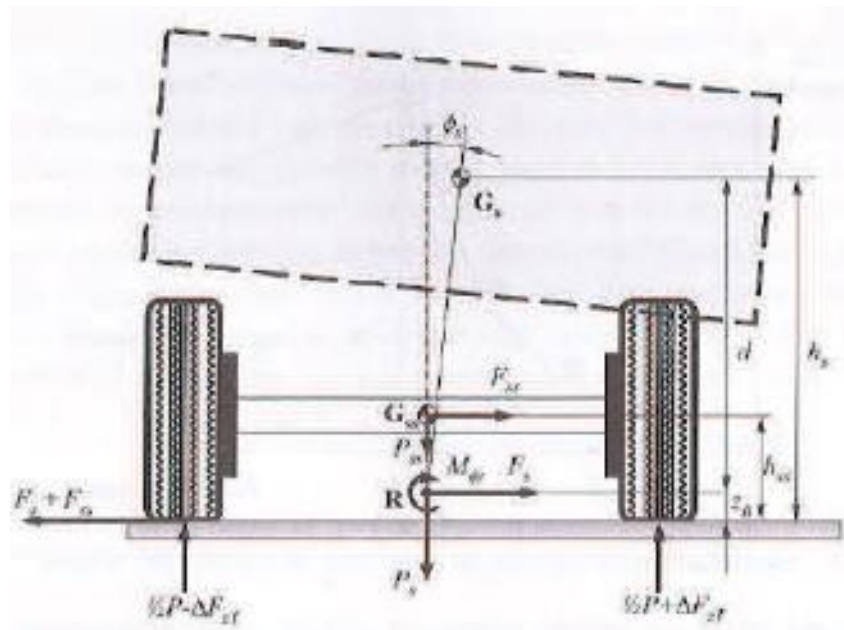
$$\phi^d = \phi_s^d + \phi_{ss}^d = \phi^t = \phi_s^t + \phi_{ss}^t$$

El centro de balanceo se define como el punto en el que se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca balanceo de la suspensión. Es básico para caracterizar el comportamiento en curva de un vehículo, ya que su posición puede aportar información importante, como puede ser su tendencia a balancear.

Si se conoce la altura del centro de balanceo y la del centro de gravedad de la masa suspendida y semi-suspendida, se puede obtener la transferencia de pesos tanto en el eje delantero como en el trasero.

De esta manera se podrá obtener la carga a la que está sometida cada neumático, lo que proporcionará información valiosa sobre la estabilidad del vehículo, sobre el reparto de cargas y en definitiva, información para poder analizar la dinámica del vehículo.

Para obtener el valor de la carga a la que estará sometida cada neumático, primero se debe saber el peso total del vehículo. Para ello habrá que diferenciar primero entre la masa suspendida (m_s) y la masa semi-suspendida (m_{ss}) y también entre la altura al centro de gravedad de la masa suspendida respecto al suelo (h_s) y la altura al centro de gravedad de la masa semi-suspendida respecto al suelo (h_{ss}). Observar la siguiente imagen:



En la imagen anterior se puede diferenciar claramente en la parte superior la masa suspendida o conjunto de chasis-carrocería del vehículo (el rectángulo superior dibujado con línea discontinua) y en la parte inferior la masa semi-suspendida o conjunto de ruedas-eje-suspensión, junto con sus respectivos CDG dibujados (G_s y G_{ss}).

Si se observa más detenidamente, al producirse un balanceo o aceleración transversal con ángulo de balanceo (δ_s), el centro de gravedad de la masa suspendida (G_s) también se desplaza dicho ángulo.

En consecuencia, la masa suspendida empieza a balancear. Por lo que aparecen dos fuerzas, la resultante de la fuerza lateral o fuerza centrífuga debida a la masa semi-suspendida:

$$F_{ss} = m_{ss} \cdot a_y \quad (1)$$

Y por otra parte, la fuerza lateral sobre la masa suspendida:

$$F_s = m_s \cdot a_y \quad (2)$$

Donde:

- a_y = aceleración transversal sometida al vehículo

Con el cálculo de dichas fuerzas, el siguiente paso será obtener el momento de balanceo de la masa suspendida o estructura del vehículo durante la acción de dicha fuerza transversal. Para ello se traslada la fuerza F_s al centro de balanceo del vehículo y se calcula el momento total de balanceo M_{ϕ_s} del vehículo:

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\phi_s) \quad (3)$$

Donde:

- $d = h_s - Z_R$
- h_s = altura al CDG de la masa suspendida
- Z_R = altura del centro de rotación de la masa suspendida

El momento M_{ϕ_s} es soportado directamente por el conjunto de la suspensión, y es el que produce el balanceo de la suspensión. Por ello su cálculo es de gran relevancia.

Para conocer el valor de la fuerza centrífuga total ΔF_{ZT} , primero hay que estudiar de qué se compone la misma:

- ΔF_{ZSS} debida a la fuerza lateral de la masa semi-suspendida.
- ΔF_{ZS} debida a la fuerza lateral de la masa suspendida en el centro de balanceo.
- $\Delta F_{Z\phi_s}$ debida al momento de la masa suspendida.

Por lo tanto, con la suma de estas tres fuerzas se obtendrá el valor de la fuerza centrífuga total. Para ello tener en cuentas las ecuaciones **(1), (2) y (3)**:

$$\Delta F_{ZT} = \Delta F_{ZSS} + \Delta F_{ZS} + \Delta F_{Z\phi_s} = \frac{m_{ss} \cdot a_y \cdot h_{ss}}{A_v} + \frac{m_s \cdot a_y \cdot Z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi_s}}{A_v} \quad (4)$$

Donde:

- A_v = ancho de vías del vehículo.

En términos generales, se puede deducir que cuanto mayor sea el momento de balanceo generado, mayor será el incremento de la fuerza total. Y en el caso contrario, que cuanto mayor sea el ancho de vías A_v y cuanto menor sea el peso en general del vehículo, menor será la transferencia de carga.

La combinación de todas estas fuerzas son en gran parte (entre otros factores) las responsables de la transferencia de carga de un vehículo en su paso por una curva. Considerando un reparto simétrico de cargas, la fuerza vertical soportada en la rueda equivale a la suma de la mitad del

peso total del vehículo (ecuación (5)) y el valor de la fuerza centrífuga total obtenida en la ecuación (4):

$$F_{Ze} = \frac{1}{2} \cdot P + \Delta F_{ZT}$$

Donde:

- F_{Zt} = Fuerza centrífuga total
- P = El peso total del vehículo

$$P = m_s \cdot g + m_{ss} \cdot g \quad (5)$$

PARTE PRÁCTICA

Después de analizar la parte teórica del concepto de la transferencia de carga, ahora se realizará la parte del cálculo. Para ello, primeramente se tomarán los datos necesarios para el cálculo de la transferencia de carga, y se introducirán en una tabla del programa Excel.

	Ay (0,8*g)	Masa suspendida	Masa semi-suspendida	h_s	h_{ss}
		m_s	m_{ss}		
Medida	m/s²	kg	kg	mm	mm
	7,848	1280	100	495	280

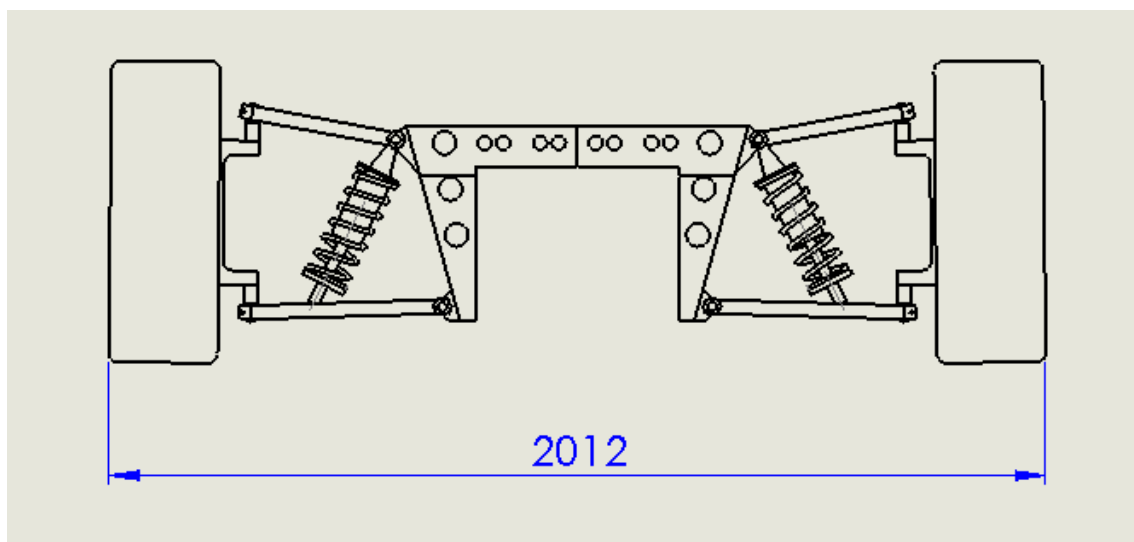
Para el cálculo de las cargas en transferencia de carga transversales los datos de la tabla anterior serán los que se fijan constantes para todos los casos de estudio. Se fija de forma aproximada una masa suspendida (m_s), una masa semi-suspendida (m_{ss}) y las alturas a las que se encuentran los centros de gravedad de dichas masas, (h_s , h_{ss}).

Se calculará la transferencia de carga del vehículo a su paso por una curva con una aceleración transversal fija de $0,8 \cdot g$ (A_y). Con las ecuaciones obtenidas en la parte teórica y teniendo introducidos los datos necesarios en una tabla de Excel, se puede comenzar el cálculo de la carga que soportará cada rueda en los diferentes casos de transferencia de carga.

En esos diferentes casos se calculará para una variación del ángulo de balanceo (ϕ_s) de entre $0,5^\circ$ y 5° .

Ángulo de balanceo (ϕ_s)
0,5
1
2
3
4
5

Posteriormente, se toma el ancho de vía del eje trasero y los datos necesarios para el cálculo posterior del momento de balanceo (ecuación (3)) y la transferencia de carga total (ecuación (4)).



	Ancho Vía	Zr (Cb)	Z (Cg)	d=(Z-Zr)
Medida	mm	mm	mm	mm
	2012	49	495	446

Se muestran a continuación las fórmulas introducidas para el cálculo, ya explicadas anteriormente en la parte teórica:

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\phi_s) \quad (3)$$

$$\Delta F_{ZT} = \Delta F_{ZSS} + \Delta F_{ZS} + \Delta F_{Z\phi_s} = \frac{m_{ss} \cdot a_y \cdot h_{ss}}{A_v} + \frac{m_s \cdot a_y \cdot Z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi_s}}{A_v} \quad (4)$$

Finalmente, se procede al cálculo del incremento de la fuerza total (ecuación **(4)**) con el cálculo previo necesario del momento de balanceo **(3)** para cada uno de los ángulos de balanceo elegidos. Para ello se introducirán en una tabla Excel los datos necesarios ya obtenidos de masas, aceleraciones, alturas... en las ecuaciones obtenidas.

En la siguiente tabla se muestran los resultados del momento de balanceo M_{ϕ_s} y del incremento de fuerza total ΔF_{ZT} para cada uno de los ángulos de balanceo:

Ángulo de balanceo (ϕ_s)	M (ϕ_s)	ΔF_z
0,5	6616746	3642,5
1	7133216	3899,2
2	3227920	1958,2
3	3645111	2165,55
4	7166843	3915,91
5	4099413	2391,34

Como se puede observar en la tabla anterior, el valor más alto tanto del momento de balanceo como del incremento de fuerza total se produce cuando el vehículo sufre un ángulo de balanceo de 4 grados.

Considerado que el peso total del vehículo es de aproximadamente 1380 kg y con el resultado obtenido de ΔF_{ZT} para cada caso, se puede proceder al cálculo final de la carga exterior en cada rueda (F_{Ze}). Para ello se introducen en la hoja de cálculo Excel los datos y resultados obtenidos:

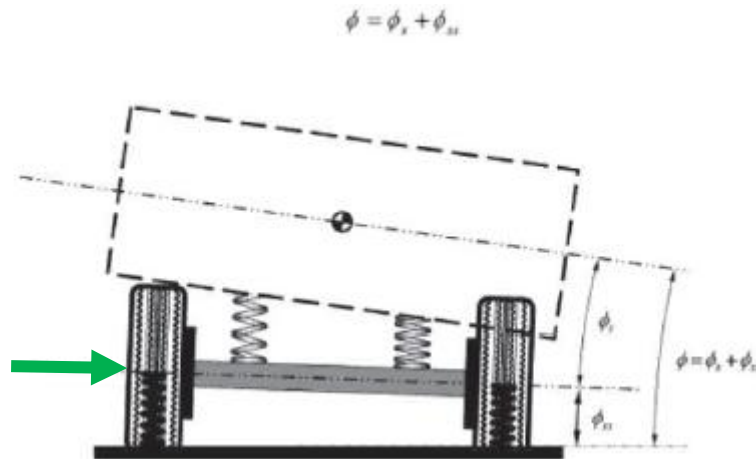
$$F_{Ze} = \frac{1}{2} \cdot P + \Delta F_{ZT}$$

	Fz Ext	Peso Eje Trasero 35 %	Ángulo balanceo
Medida	N	N	Grados
	4333	7285	0,5
	4589	7285	1
	2648	7285	2
	2856	7285	3
	4606	7285	4
	3081	7285	5

Gracias a la hoja de cálculos de Excel, se han obtenido los resultados para el eje trasero, donde se ha comprobado la transferencia de carga para cada rueda según el balanceo del vehículo.

Ya que el diseño final de la suspensión en paralelogramo deformable debe cumplir con las exigencias mínimas a las que se enfrentará, para posteriores cálculos se tendrá en cuenta el caso más desfavorable. En este caso, cuando el balanceo sea de 4 grados, la carga exterior en el eje Z en cada rueda:

$$F_{Ze} = 4606 \text{ N.}$$



Esta carga tendrá un sentido radial externo (radio de giro) con un valor de 4606 N. Por lo tanto, queda calculada la carga exterior máxima que aparecerá en el eje trasero durante el paso por curva del vehículo, información valiosa para la aplicación de cargas en la simulación del diseño que se hará posteriormente.

4.2. Dinámica Longitudinal. Transferencia de Carga

En este apartado se estudiará otro ejemplo de transferencia de carga en un vehículo, pero esta vez en las situaciones de aceleración y de frenada del vehículo ya que estas son las dos acciones más habituales en la circulación de un vehículo. Para ello se estudiará la dinámica longitudinal del vehículo.

Se hará una breve explicación teórica de la razón de la aparición de transferencia de carga para los dos casos y, posteriormente se llevará a cabo el cálculo de la transferencia de carga a las ruedas del vehículo tanto en el caso de aceleración como en el de frenada.

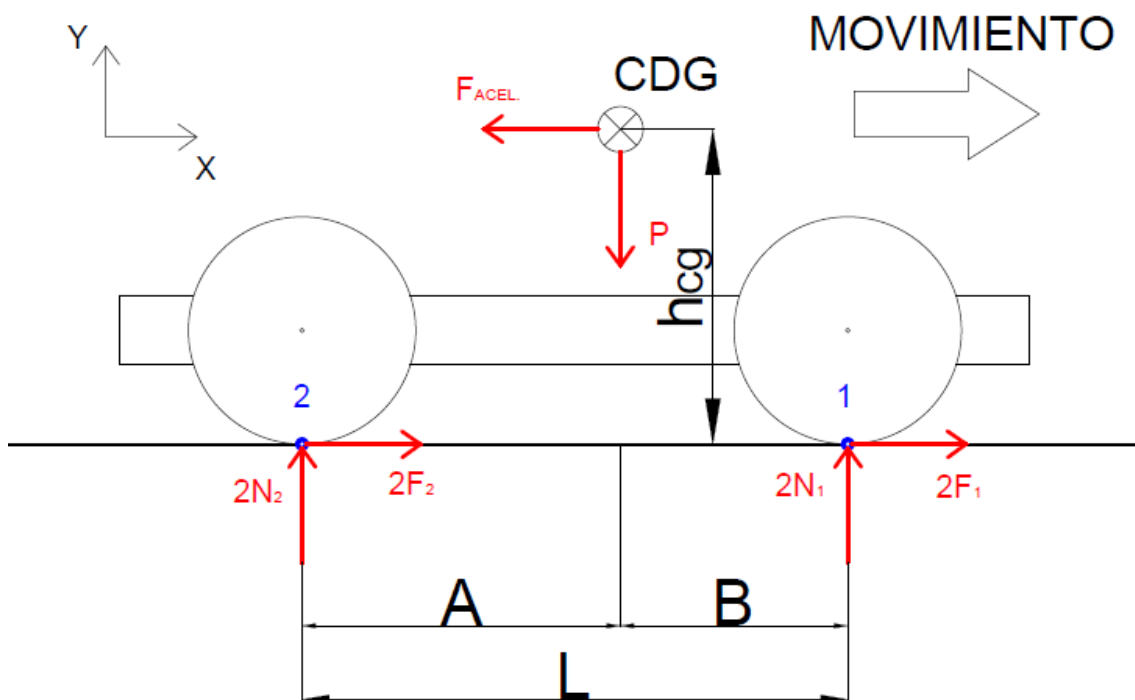
4.2.1. Transferencia de carga en ACELERACIÓN

PARTE TEÓRICA

Cuando un vehículo acelera, se produce un momento de giro que tiende a cargar el eje trasero, y aliviar de carga el eje delantero. Esto se debe a que existe una distancia entre el centro de gravedad del vehículo (masa suspendida) y el centro de gravedad de las ruedas (donde está la fuerza de tracción entre las ruedas y el terreno).

El hecho de que se cargue en mayor medida el tren trasero al acelerar incrementa la fuerza normal en las ruedas traseras, lo que implica una mayor fuerza de rozamiento entre el suelo y los neumáticos.

Para calcular la carga vertical que soportarán las ruedas en el estado de aceleración del vehículo se utilizará un modelo simplificado en el que se supone una suspensión rígida, despreciando por tanto los efectos debidos al cabeceo. Para ello se utilizará un diagrama de cuerpo libre de la figura siguiente:



Para el caso en el que el vehículo esté acelerando, en el diagrama de sólido libre se puede observar que el movimiento es a favor del eje X, y que la fuerza de aceleración producida en el CDG es en sentido contrario. También se puede ver peso propio del vehículo (P) y en cada punto de contacto rueda-suelo su respectiva fuerza normal (N_i) y fuerza de tracción (F_i).

En este caso se considera el cuerpo libre del vehículo completo, de tal forma que la masa y posición del centro de gravedad son las del conjunto.

Se calculan los momentos respecto a los puntos de contacto de rueda-suelo, que deben ser cero. Para ello se planteará la suma de fuerzas tanto en el eje horizontal como en el eje vertical, siendo ambos sumatorios igual a cero.

$$\sum F_X = 0 ;$$

$$2 \cdot (F_1 + F_2) - F_A = 0 ; \quad (1)$$

$$\sum F_Y = 0 ;$$

$$2 \cdot (N_1 + N_2) - P = 0 ; \quad (2)$$

En el eje horizontal aparecerá una fuerza debida a la aceleración (F_A) que generará un momento ella cual depende de las características del vehículo y del modo de aceleración. Se supondrá una aceleración perfecta y a máximo gas del vehículo desde parado hasta una velocidad de 100 km/h.

$$\sum M_1 = 0 ;$$

$$(2 \cdot F_A \cdot L) - (P \cdot B) - (F_A \cdot h_{cg}) = 0 ; \quad (3)$$

Donde:

- h_{cg} : es la altura del centro de gravedad al suelo
- F_A : es la fuerza debida a la aceleración
- P : peso total del vehículo aplicado en el centro de gravedad
- B : es la distancia en el eje horizontal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto rueda-suelo delantero
- N_2 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo trasero
- N_1 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo delantero
- L : distancia entre ejes

Finalmente de las ecuaciones **(3)** y **(2)** se despejarán las fuerzas normales de los puntos de contacto rueda-suelo 2 y 1 respectivamente (N_2 y N_1) para su futuro cálculo:

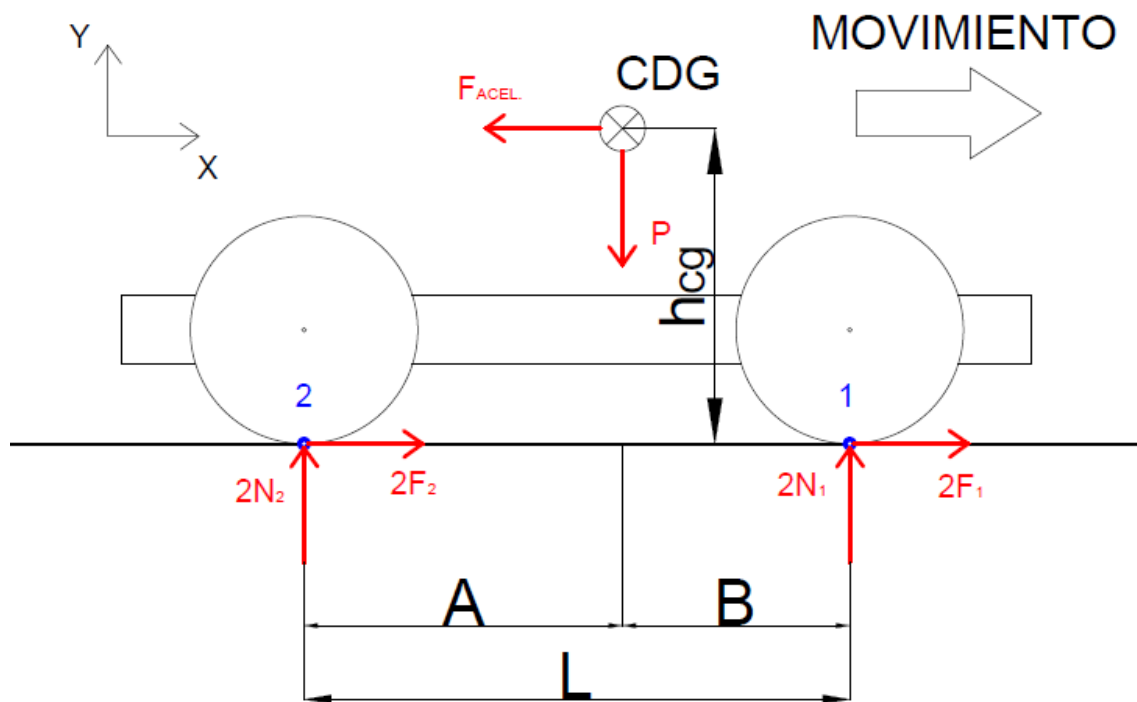
$$N_2 = \frac{(P \cdot B) + (F_A \cdot h_{cg})}{2 \cdot L} ;$$

$$N_1 = \frac{P}{2} - N_2 ;$$

PARTE PRÁCTICA

Tras haber obtenido de forma teórica las ecuaciones para el cálculo de las fuerzas normales que aparecerán en cada rueda (N_2 y N_1), el siguiente paso será obtener el valor de dichas fuerzas de forma práctica y numérica. Para ello se tendrán en cuenta los siguientes datos de diagrama de cuerpo libre:

- $h_{cg} = 495 \text{ mm}$
- $A = 1148 \text{ mm}$
- $B = 1477 \text{ mm}$
- $L = 2625 \text{ mm}$
- $P = 13537,8 \text{ N}$



Como se puede apreciar en el diagrama anterior, cuando un vehículo acelera, se genera una fuerza de aceleración contraria al sentido del movimiento (F_{ACEL}) ubicada en el centro de gravedad del vehículo. Esta fuerza produce un momento de giro anti horario que tiende a cargar el eje trasero (rueda 2) y aliviar de carga el eje delantero (rueda 1). Esto se debe a que existe una distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el centro de las ruedas (donde tenemos la fuerza de tracción F_1 y F_2).

Para hallar las cargas que aparecerán en dicho diagrama, se supondrá una aceleración perfecta y a máximo gas del vehículo desde parado hasta una velocidad de 100 km/h, donde se tomará el valor de referencia de la ficha técnica del vehículo: alcanza los 100 km/h en 5,3 segundos.

Teniendo esto en cuenta se puede calcular la aceleración del vehículo en el eje "x":

$$velocidad = 100 \frac{km}{h} = 27,77 \frac{m}{s}$$

$$tiempo = 5,3 s$$

$$aceleración = \frac{velocidad}{tiempo} = \frac{27,77 m/s}{5,3 s}$$

$$a_x = 5,24 m/s^2$$

En el eje horizontal aparecerá una fuerza debida a la aceleración (F_A) la cual depende de las características del vehículo y del modo de aceleración. La a masa aproximada del vehículo de 1380 kg y con el valor de la aceleración en el eje X se puede calcular la fuerza debida a la aceleración:

$$F_A = m \cdot a_x = 7231,2 \text{ N}$$

Tras obtener el valor de F_A se plantean las ecuaciones de equilibrio del diagrama de cuerpo libre del vehículo:

$$\begin{aligned} \sum F_X &= 0 ; \\ 2 \cdot (F_1 + F_2) - F_A &= 0 ; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 ; \\ 2 \cdot (N_1 + N_2) - P &= 0 ; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \sum M_1 &= 0 ; \\ (2 \cdot F_A \cdot L) - (P \cdot B) - (F_A \cdot h_{cg}) &= 0 ; \end{aligned} \quad (3)$$

De las ecuaciones **(3)** y **(2)** se despejan N_2 y N_1 respectivamente para su cálculo:

$$\begin{aligned} N_2 &= \frac{(P \cdot B) + (F_A \cdot h_{cg})}{2 \cdot L} ; \\ N_1 &= \frac{P}{2} - N_2 ; \end{aligned}$$

Finalmente, se introducen todos los valores obtenidos anteriormente y se obtienen las cargas en el punto de contacto rueda-suelo del eje delantero (rueda 1) y del eje trasero (rueda 2) para la transferencia de carga en el momento de aceleración del vehículo:

$$N_2 = \frac{(13537,8 \cdot 1477) + (7231,2 \cdot 495)}{2 \cdot 2625}$$

$$N_1 = \frac{13537,8}{2} - N_2$$

Se obtiene por tanto:

$$N_2 = N_{trasera} = 4490,5 \text{ N}$$

$$N_1 = N_{delantera} = 2278,4 \text{ N}$$

La función principal de una suspensión es ofrecer estabilidad al vehículo. Técnicamente hablando, su función es compensar las fuerzas externas que aparezcan en cualquiera de las situaciones a las que se puede enfrentar un vehículo.

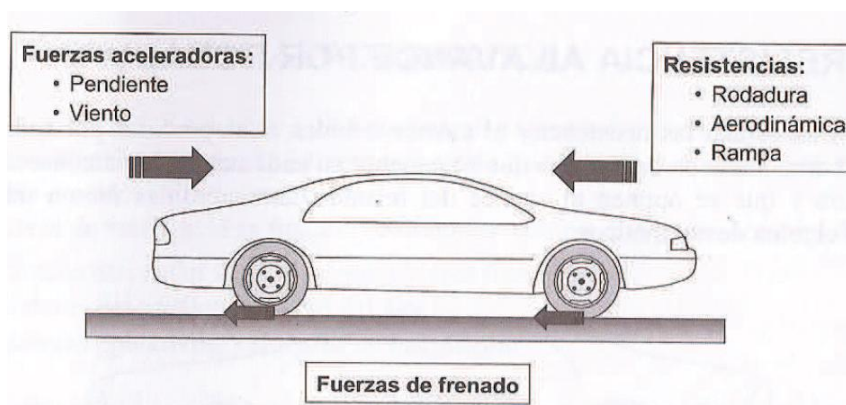
En este caso la suspensión diseñada deberá poder compensar la carga externa N_2 que aparecerá en el estado de aceleración del vehículo, que tenderá a comprimir el brazo hidráulico. Toda esta información será valiosa para la posterior simulación del diseño de la suspensión en paralelogramo deformable.

4.2.2. Transferencia de carga en FRENADA

PARTE TEÓRICA

Cuando un vehículo frena, son las ruedas las que se detienen y todos los demás elementos del vehículo tienden a seguir en movimiento. Al igual que en el caso anterior, para el estudio de la dinámica de frenada se considerará que el movimiento se produce en línea recta y sin acciones laterales.

En el estado de frenada del vehículo también aparecerán cargas externas que pueden ser favorables al movimiento (resistencias) o desfavorables (fuerzas aceleradoras). Observar siguiente imagen:



FAVORABLES

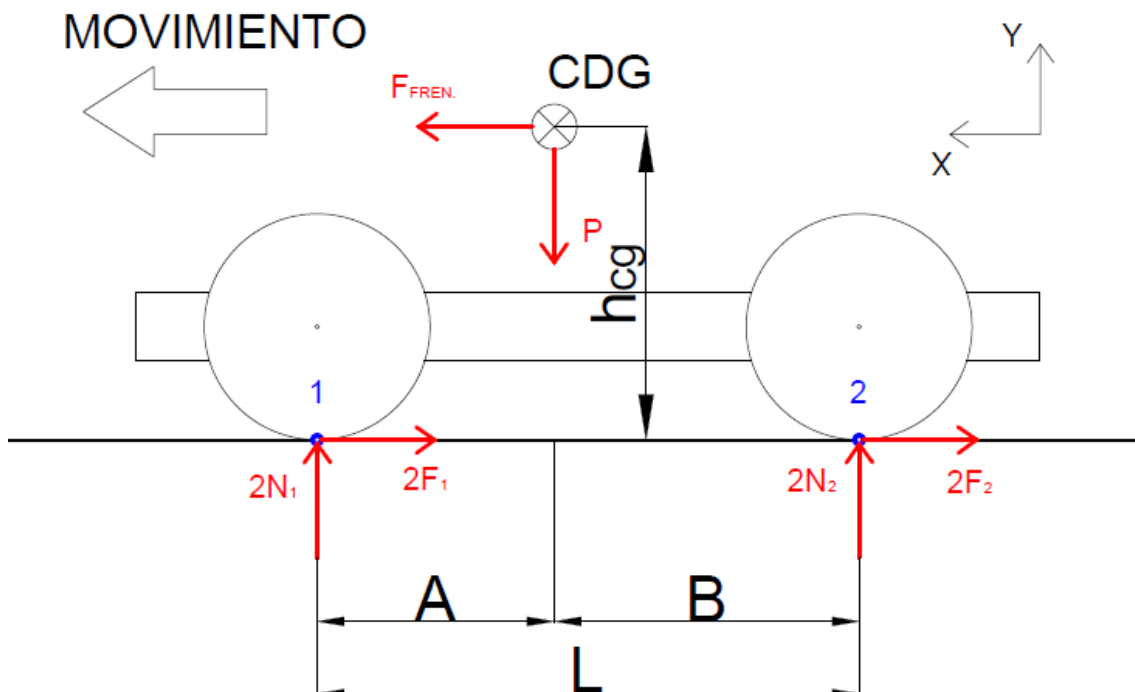
- Pendiente descendente
- Viento

DESAVORABLES

- Tracción de las ruedas
- Aerodinámica
- Pendiente ascendente

Cuando se realiza una maniobra de frenada, aparecerá en el vehículo una fuerza de inercia o fuerza de frenada que actuará en el centro de gravedad del mismo. Esta fuerza será paralela a la superficie de rodadura y lleva el sentido del avance del vehículo.

$$F_{FRENADA} = m \cdot a_{xfrenada}$$



Al igual que en el apartado anterior y siguiendo la nomenclatura utilizada en el diagrama de sólido libre del vehículo, se plantearán las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_X = 0 ;$$

$$F_F - 2 \cdot (F_1 + F_2) = 0 ; \quad (1)$$

$$\sum F_Y = 0 ;$$

$$2 \cdot (N_1 + N_2) - P = 0 ; \quad (2)$$

$$\sum M_1 = 0 ;$$

$$(2 \cdot N_2 \cdot L) - (P \cdot B) - (F_F \cdot h_{cg}) = 0 ; \quad (3)$$

Donde:

- h_{cg} : es la altura del centro de gravedad al suelo
- F_F : es la fuerza debida a la aceleración
- P : peso total del vehículo aplicado en el centro de gravedad
- B : es la distancia en el eje horizontal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto rueda-suelo delantero
- N_2 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo trasero
- N_1 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo delantero
- L : distancia entre ejes

Finalmente, de las ecuaciones **(3)** y **(2)** se despejarán N_2 y N_1 respectivamente para su cálculo,

$$N_2 = \frac{(P \cdot B) + (F_F \cdot h_{cg})}{2 \cdot L} ;$$

$$N_1 = \frac{P}{2} - N_2 ;$$

Como se ha podido observar el método de cálculo será similar al de la parte de aceleración, ambas implican una transferencia de carga a nivel de eje trasero y delantero debido a un momento de giro que se genera entre la superficie de rodadura y el centro de gravedad del vehículo, producido por la fuerza de inercia de este.

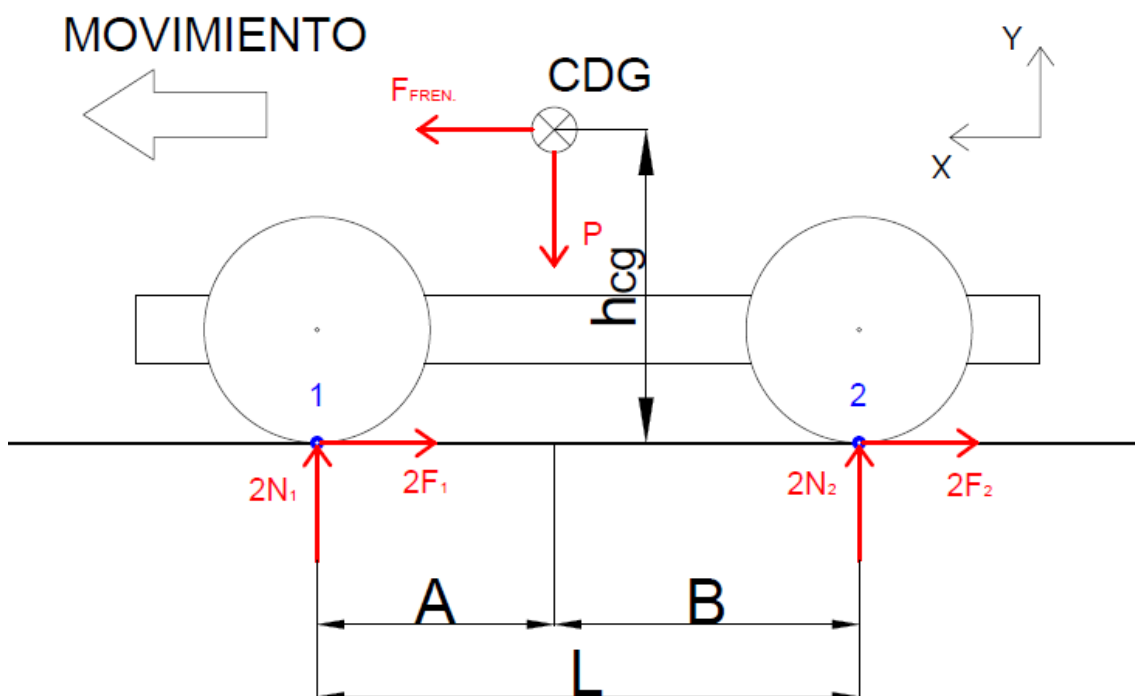
Para el cálculo se considerará una frenada en línea recta en un terreno llano, por tanto no se tendrá en cuenta la pendiente. De esta misma forma no se considerarán las fuerzas aerodinámicas resistivas al no haber un estudio de la resistencia aerodinámica de la carrocería y se prescindirá también de las fuerzas debidas a la rodadura, por formar parte directa de la capacidad de frenado (deceleración del vehículo) y cuyos valores se dispondrían si se estudiase la telemetría del vehículo.

PARTE PRÁCTICA

A continuación se procede al cálculo de las diferentes fuerzas que aparecerán en el estado de frenada del vehículo siguiendo el mismo procedimiento de cálculo de la parte teórica.

Datos de partida:

- $h_{cg} = 495 \text{ mm}$
- $A = 1148 \text{ mm}$
- $B = 1477 \text{ mm}$
- $L = 2625 \text{ mm}$
- $P = 13537,8 \text{ N}$.



Como se puede apreciar en el diagrama anterior, cuando un vehículo frena se genera una fuerza de frenada a favor del sentido de movimiento del vehículo (F_{FREN}), ubicada en el centro de gravedad del vehículo. Esta fuerza produce un momento de giro anti horario que tiende a cargar el eje delantero (rueda 1) y aliviar de carga el eje trasero (rueda 2). Esto se debe a que existe una distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el centro de las ruedas (donde tenemos la fuerza de tracción F_1 y F_2).

Para hallar las cargas que aparecerán en dicho diagrama, se supondrá una frenada perfecta y de **$1G = 9,81 \text{ m/s}^2$** y el resto de parámetros específicos del vehículo seguirán siendo los mismos como es lógico. Por lo tanto, se considera una masa aproximada del vehículo de 1380 kg y con el supuesto de frenada de un 1G, con lo cual se puede calcular la fuerza debida a la frenada:

$$F_{FRENADA} = m \cdot a_{xf} ;$$

$$F_{Frenada} = F_t = m \cdot a_{xfrenada} = 13537,8 \text{ N}$$

Conociendo la fuerza de inercia que aparecerá se procedió a analizar el sólido libre del vehículo y siguiendo la misma nomenclatura utilizada en el esquema del sólido libre se plantean las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_X = 0 ;$$

$$F_F - 2 \cdot (F_1 + F_2) = 0 ; \quad (1)$$

$$\sum F_Y = 0 ;$$

$$2 \cdot (N_1 + N_2) - P = 0 ; \quad (2)$$

$$\sum M_1 = 0 ;$$

$$(2 \cdot N_2 \cdot L) - (P \cdot B) - (F_F \cdot h_{cg}) = 0 ; \quad (3)$$

Donde:

- h_{cg} : es la altura del centro de gravedad al suelo
- F_F : es la fuerza de inercia que aparece debida a la frenada
- P : peso total del vehículo aplicado en el centro de gravedad
- B : es la distancia en el eje horizontal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto rueda-suelo delantero
- N_2 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo trasero
- N_1 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo delantero
- L : distancia entre ejes

De las ecuaciones **(3)** y **(2)** se despejan N_2 y N_1 respectivamente para su cálculo:

$$N_2 = \frac{(P \cdot B) + (F_F \cdot h_{cg})}{2 \cdot L} ;$$

$$N_1 = \frac{P}{2} - N_2 ;$$

A continuación se sustituye por los datos de partida y se obtienen las cargas en el punto de contacto rueda-suelo del eje delantero y trasero para la transferencia de carga en aceleración:

$$N_2 = \frac{(13537,8 \cdot 1477) + (13537,8 \cdot 495)}{2 \cdot 2625}$$

$$N_1 = \frac{13537,8}{2} - N_2$$

Se obtiene por tanto:

$$N_2 = N_{trasera} = \mathbf{4508,5 \text{ N}}$$

$$N_1 = N_{delantera} = \mathbf{1683,8 \text{ N}}$$

En este caso también el resultado que interesa para el proyecto es la fuerza que actúa en el eje trasero (N_2). Se han analizado cada uno de los casos en la dinámica del vehículo, hallando en cada caso las cargas que aparecen en el punto de contacto rueda-suelo.

La suspensión diseñada en paralelogramo deformable también deberá poder compensar la carga externa N_2 que aparecerá en el estado de frenada del vehículo. En este caso la parte

trasera del vehículo tenderá a levantarse y, por tanto, aliviar la carga en el eje trasero. En esta situación, la función de la suspensión trasera del vehículo será la de evitar la extensión total del brazo hidráulico y retomar la posición de inicio del vehículo lo antes posible. Toda esta información será valiosa para la posterior simulación del diseño de la suspensión en paralelogramo deformable.

5. Análisis de fuerzas de la suspensión

Como ya se ha comentado a lo largo del presente proyecto, la función principal de una suspensión es la de absorber cualquier tipo de irregularidad que pueda tener el terreno en cualquier situación a la que se enfrente el vehículo.

En todas esas diferentes situaciones la suspensión es sometida a una serie de fuerzas externas que afectan a la estabilidad del vehículo.

Siendo la función de la suspensión mantener esa estabilidad, en el siguiente apartado se estudiarán mediante un método gráfico las fuerzas externas que actúan sobre la suspensión en los estados de frenada, aceleración y paso por curva.

En este caso para el análisis de fuerzas del mecanismo de la suspensión sólo se tendrá en cuenta la fuerza que actúa en el eje trasero del vehículo, ya que el presente proyecto se centra exclusivamente en el tren trasero del vehículo.

- **ANÁLISIS DEL MECANISMO 4 BARRAS**

MÉTODO GRÁFICO

El análisis de fuerzas se realizará con el método gráfico estudiado en *Teoría de máquinas y mecanismos*, del libro J. E. SHIGLEY and J. J. UICKER y utilizando el programa de diseño en 2D AutoCAD.

Con dicho método, sabiendo únicamente el sentido y magnitud de la fuerza externa al mecanismo al mecanismo (en este caso la fuerza transmitida del terreno a la suspensión), se puede realizar el cálculo de las fuerzas que aparecen en todas las barras y eslabones de un mecanismo.

Al obtener la fuerza que actúa en cada una de las barras del mecanismo y las que interactúan entre barras, se podrá obtener la fuerza axial aislada que actúa exclusivamente en el amortiguador.

Finalmente, aplicando la Ley de Hooke, se podrá obtener la respuesta del amortiguador. Para ello se tendrá en cuenta la constante de rigidez o amortiguamiento del amortiguador elegido para este proyecto.

5.1. Frenada (Expansión del muelle)

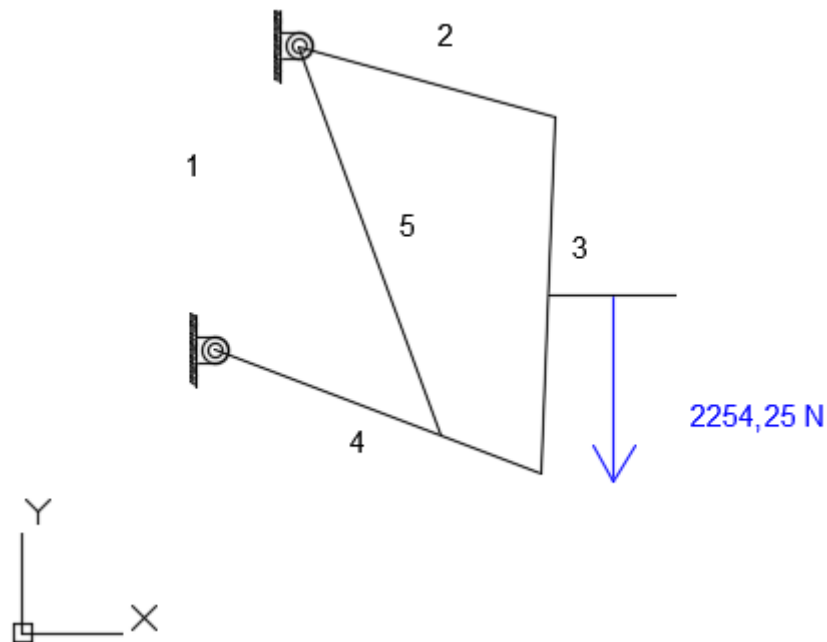
Los resultados que se han obtenido en los apartados de Dinámica están referidos a la carga total que actúa sobre el eje trasero, en el caso de frenada del vehículo:

$$N_2 = N_{trasera} = 4508,5 \text{ N}$$

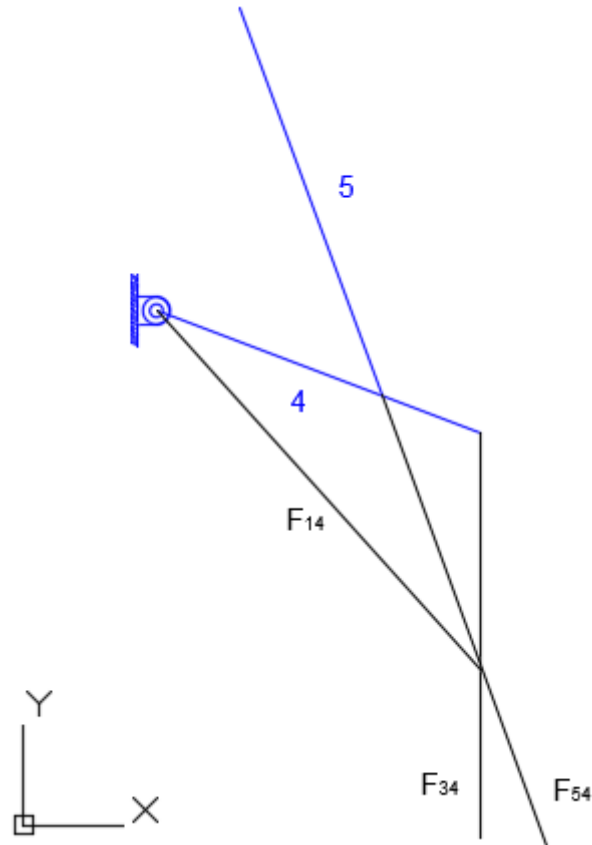
Dicha carga habrá que dividirla entre dos, ya que el estudio que se está realizando es de una sola mitad de la suspensión del tren trasero. Por lo tanto, el valor de la fuerza externa que actúa sobre la suspensión en estado de frenada del vehículo será de **2254,25 N**.

$$N_{ESTUDIO} = 2254,25 \text{ N}$$

Como se ha visto en el apartado de Dinámica, en el estado de frenada de un vehículo el amortiguador delantero tiende a comprimirse y el trasero a expandirse. Por lo tanto, la fuerza externa generada en el estado de frenada será de forma vertical negativa, como se puede observar en la siguiente imagen:

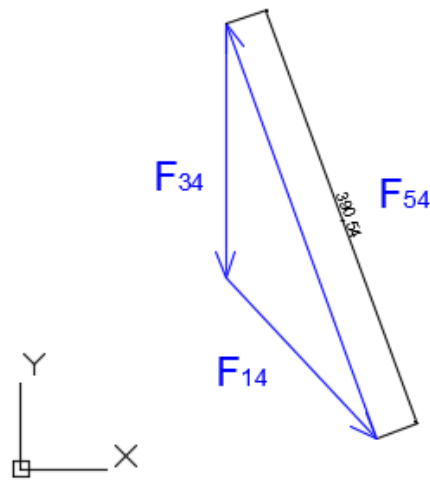


Sabiendo la dirección, el sentido y el módulo de la fuerza externa que actúa sobre la barra 3 (mangueta) en el estado de frenada del vehículo, se obtienen las direcciones de las fuerzas internas que actúan sobre la barra 4 (brazo inferior) de forma gráfica. Ver imagen siguiente:



Tras obtener las direcciones de todas las fuerzas que actúan sobre la barra 4 (brazo inferior) y sabiendo el módulo y sentido de una de ellas, en este caso la fuerza que genera la barra 3 sobre la barra 4 (F_{34}), se puede dibujar el triángulo de fuerzas. En este caso aparecen la fuerza obtenida en el apartado de Dinámica, que sería la fuerza de entrada al mecanismo (F_{34}), la fuerza que genera el anclaje de la barra 4 con el chasis (F_{14}) y la fuerza que el amortiguador (barra 5) realiza sobre el brazo inferior (barra 4), que sería F_{54} . Observar siguiente imagen:

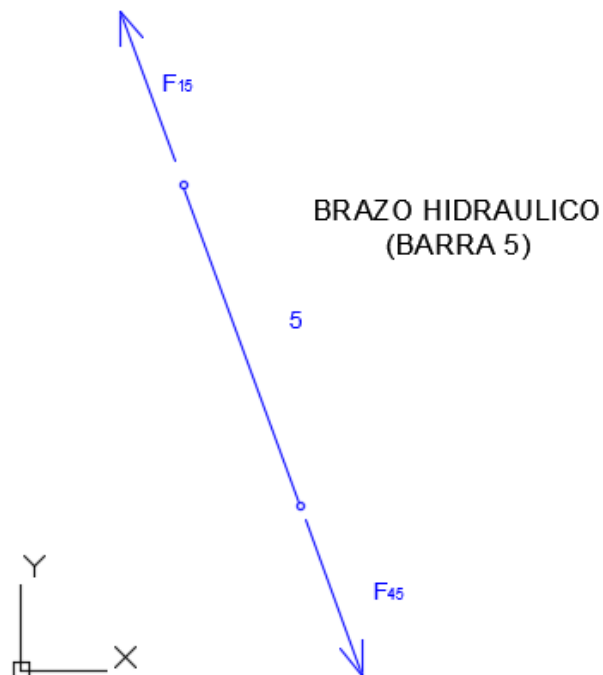
ESCALA
1 mm -- 10 N



Finalmente, con el programa de diseño en 2D AutoCAD, se han podido tomar las medidas de los dibujos técnicos realizados, obteniendo así de forma gráfica el valor de la fuerza axial que actúa sobre el amortiguador (barra 5). Debido a la interacción de fuerzas entre la barra 4 y la barra 5, se puede decir que:

$$F_{54} = F_{45} = 390,54 \text{ mm}$$

$$F_{54} = F_{45} = 3905,4 \text{ N}$$



Teniendo en cuenta la escala elegida para el dibujo (1mm \rightarrow 10 N):

$$F_{45} = 3905,4 \text{ N}$$

El resultado obtenido de la fuerza axial que actúa en el amortiguador de la suspensión será la que se utilice para estudiar la respuesta de la suspensión en el apartado de la simulación.

En los siguientes apartados de frenada y de paso por curva se utilizará el mismo método de cálculo que en el presente apartado.

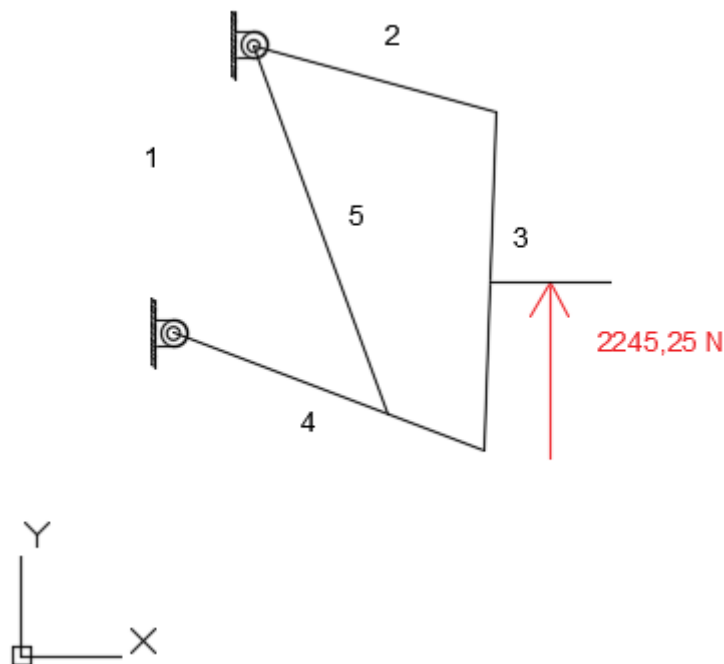
5.2. Aceleración (Compresión del muelle)

Los resultados que se han obtenido en los apartados de Dinámica están referidos a la carga total que actúa sobre el eje trasero, en este caso:

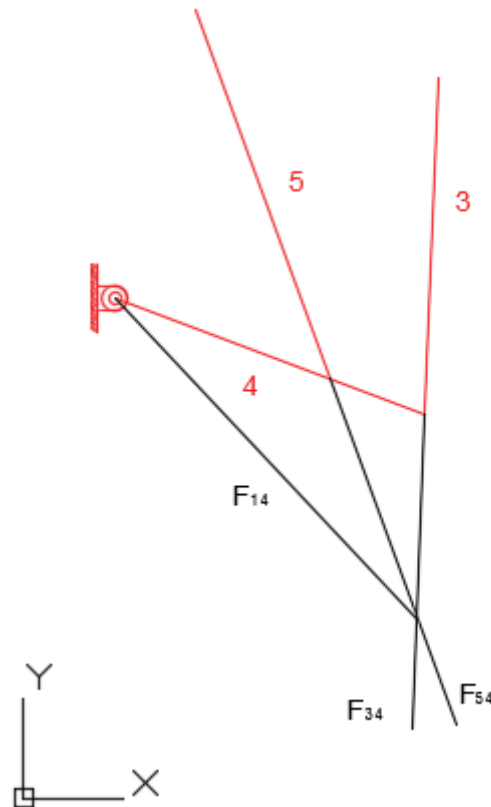
$$N_2 = N_{traseira} = 4490,5 \text{ N}$$

$$N_{ESTUDIO} = 2245,25 \text{ N}$$

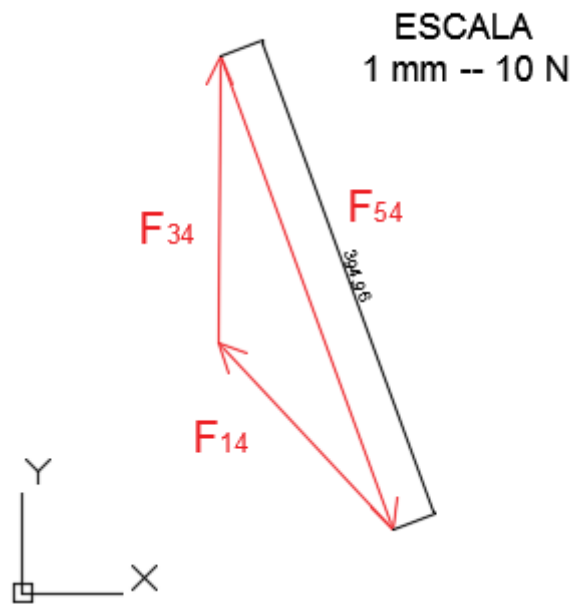
Siguiendo el mismo método, la fuerza externa generada en el estado de aceleración del vehículo será de forma vertical positiva, como se puede observar en la siguiente imagen:



Sabiendo la dirección, el sentido y el módulo del vector de la fuerza externa, se procesa al aislamiento de las barras que se van a analizar. En este caso el brazo inferior (barra 4) y el amortiguador (barra 5). Ver imagen siguiente:



Después de aislar las barras que interesan para este cálculo, se dibuja el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la barra 4. En este caso aparecen la fuerza obtenida en el apartado de Dinámica, que sería la fuerza de entrada (F_{ent}) al mecanismo, la fuerza de anclaje que genera el anclaje con el chasis de la barra 4 (F_{14}) y la fuerza que el amortiguador (barra 5) realiza sobre el brazo inferior (barra 4), que sería F_{54} .



Finalmente, se han tomado las medidas del dibujo, obteniendo así de forma gráfica el valor de la fuerza axial que actúa sobre el amortiguador (barra 5). Debido a la interacción de fuerzas entre la barra 4 y la barra 5, se puede decir que:

$$F_{54} = F_{45} = 394,96 \text{ mm}$$

$$F_{54} = F_{45} = 3949,6 \text{ N}$$



Teniendo en cuenta la escala elegida para el dibujo (1mm \rightarrow 10 N):

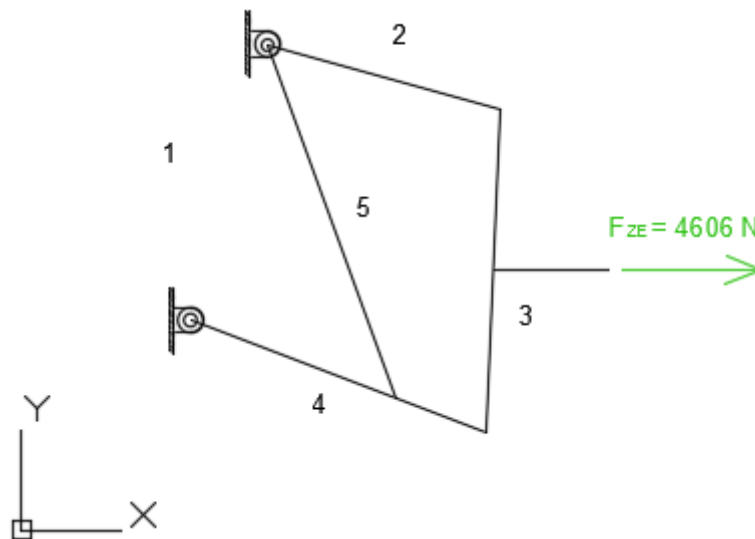
$$F_{45} = 3949,6 \text{ N}$$

5.3. Paso por curva

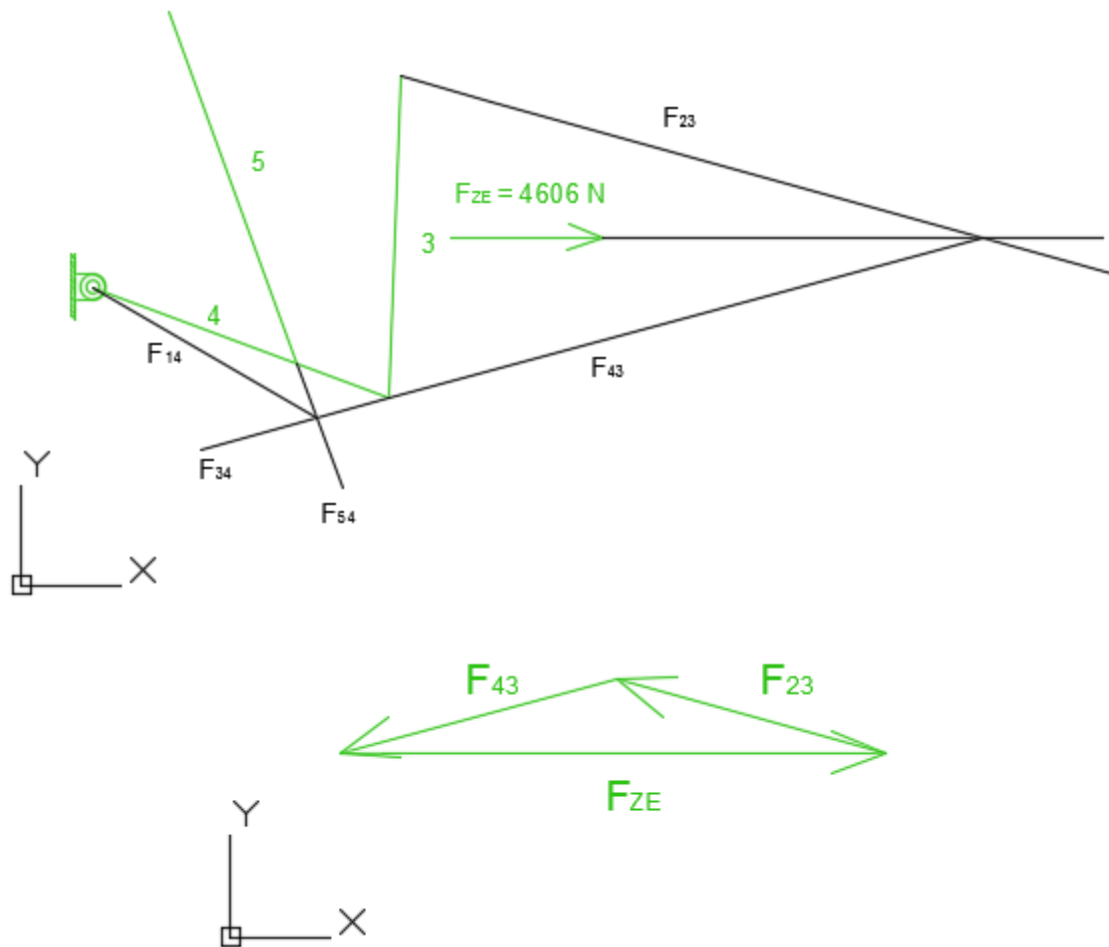
Por último se ha comprobado la transferencia de carga para cada rueda según el balanceo del vehículo. La máxima carga que aparecerá en una rueda será en el momento de máxima transferencia de carga, en el paso por curva. La fuerza centrífuga generada que actúa sobre una rueda es:

$$F_{Ze} = 4606 \text{ N.}$$

En este caso, a diferencia de los dos anteriores, la fuerza externa actúa de forma horizontal positiva, generando una menor exigencia al amortiguador que una fuerza en el plano vertical.

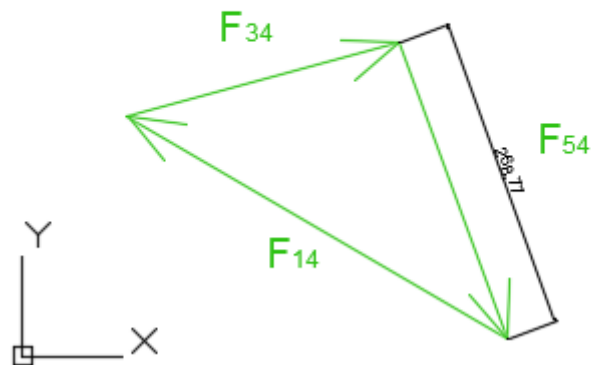


Sabiendo la dirección, el sentido y el módulo del vector de la fuerza externa, se procesa al aislamiento de las barras que se van a analizar. En este caso la mangueta (barra 3), el brazo inferior (barra 4) y el amortiguador (barra 5). Ver imagen siguiente:



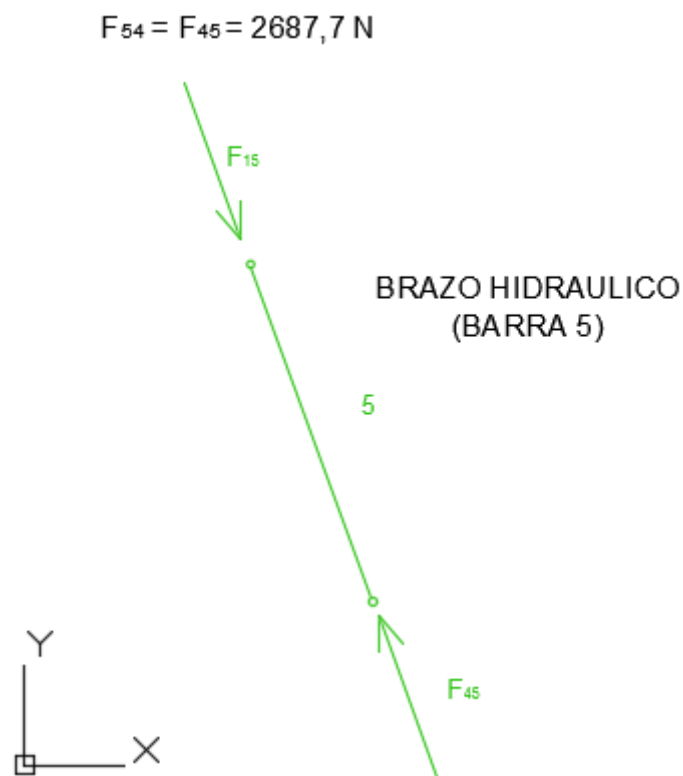
Después de aislar las barras que interesan para este cálculo, se dibuja el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre la barra 4. En este caso aparecen la fuerza que la mangueta (barra 3) realiza sobre el brazo inferior (barra 4), que sería (F_{34}) y como se ha visto en los dos apartados anteriores, la fuerza de anclaje que genera el anclaje con el chasis de la barra 4 (F_{14}) y la fuerza que el amortiguador (barra 5) realiza sobre el brazo inferior (barra 4), que sería F_{54} .

ESCALA
1 mm -- 10 N



Finalmente, se ha obtenido de forma gráfica el valor de la fuerza axial que actúa sobre el amortiguador (barra 5). Debido a la interacción de fuerzas entre la barra 4 y la barra 5, se puede decir que:

$$F_{54} = F_{45} = 268,77 \text{ mm}$$



Teniendo en cuenta la escala elegida para el dibujo ($1\text{mm} \rightarrow 10 \text{ N}$):

$$F_{45} = 2687,7 \text{ N}$$

El resultado obtenido de la fuerza axial que actúa en el amortiguador de la suspensión será la que se utilice para estudiar la respuesta de la suspensión en el apartado de simulación.

ANEXO IV

SIMULACIÓN

INDICE DE CONTENIDOS

ANEXO IV – SIMULACIÓN

ANEXO IV - SIMULACIÓN	2
1. Introducción y elección de material	3
2. Conjunto muelle-amortiguador	5
2.1. Simulación conjunto muelle-amortiguador	6
2.1.1. Simulación a compresión	12
2.1.2. Simulación a tracción	13
2.2. Conclusiones	14
2.3. Aluminio 7075	15
3. Brazo superior y brazo inferior	16
3.1. Brazo superior	17
3.1.1. Simulación brazo superior	19
3.2. Brazo inferior	24
3.2.1. Simulación brazo inferior	26
4. Mangueta	32
4.1. Simulación	34
4.1.1. Simulación en aceleración	37
4.1.2. Simulación en paso por curva	38
5. Conclusiones	40

ANEXO IV - SIMULACIÓN

Tras la realización del diseño de la suspensión en paralelogramo deformable y su posterior cálculo, en el presente apartado se realizará la simulación de los elementos principales que componen el conjunto de la suspensión.

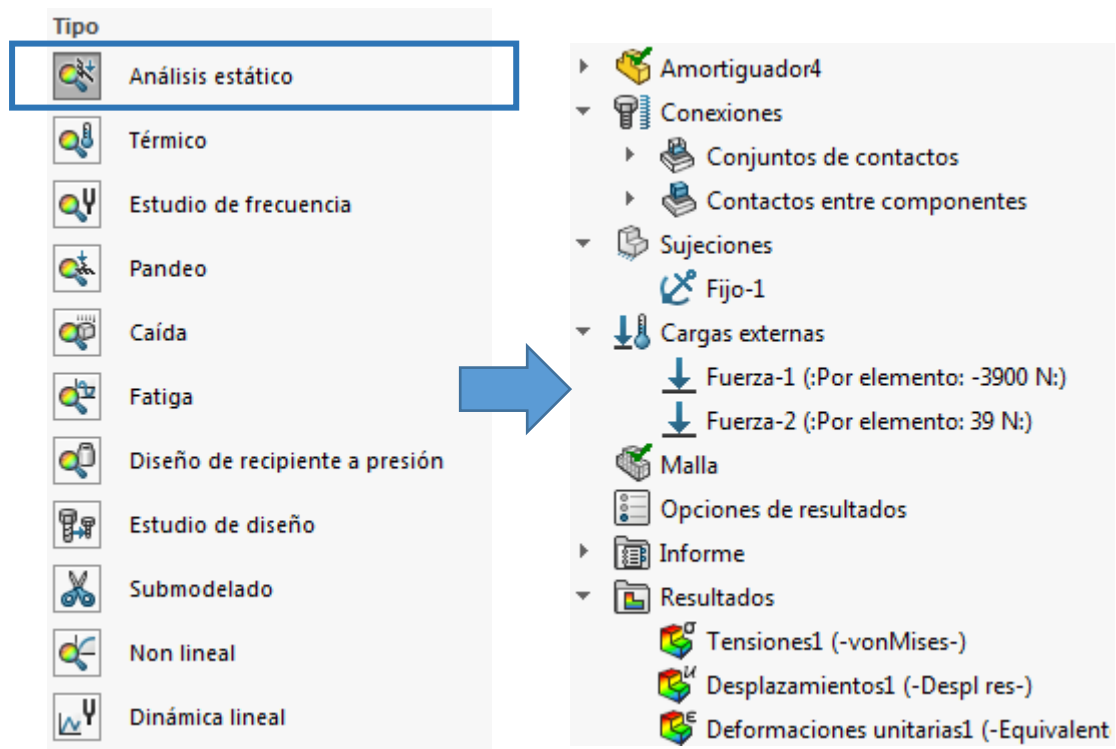
La simulación se realizará mediante el Análisis de Elementos Finitos. Este método define el diseño como un conjunto de elementos interconectados que son resueltos individualmente por el ordenador e interpretados posteriormente. Se utiliza para determinar tensiones, deformaciones, transmisiones de calor, distribución de campos magnéticos, flujo de fluidos... de cualquier herramienta, pieza o sólido diseñado para obtener información sobre su comportamiento, resistencia, dinámica...

Gracias al complemento SIMULATION del programa de diseño SOLIDWORKS, programa con el cual se ha realizado el diseño de la suspensión, se podrá realizar la simulación por el método de elementos finitos. El diseño de la suspensión en paralelogramo deformable se ha realizado con este mismo programa, por lo que el siguiente paso a seguir será trasladar los resultados de fuerzas obtenidos en los estados de aceleración, frenada y paso por curva del vehículo.

Como pequeño resumen de lo que se va a llevar a cabo en el presente apartado se puede decir que se va a realizar la simulación de los 4 elementos principales que componen el conjunto de la suspensión en paralelogramo deformable como son el brazo superior, el brazo inferior, la mangueta y el conjunto muelle-amortiguador. Se tomarán como datos de partida los valores de las cargas que se han obtenido mediante el método gráfico de fuerzas en el apartado de cálculos. Con dichas cargas se realizará el análisis estático a compresión, tracción y flexión de cada uno de los elementos nombrados según el tipo de carga que soporte cada uno. También se hará una comparativa entre la aplicación de distintos materiales y el estudio de su comportamiento. Finalmente se sacarán conclusiones de la simulación.

1. Introducción y elección de material

Estos son los diferentes estudios que ofrece en complemento Solidworks Simulation:



Ya que se va a realizar un análisis de fuerzas, se escogerá la opción de *Análisis estático*. Con esta opción se podrá comprobar la resistencia de los 4 elementos principales frente a una carga externa límite a la que se pueden ver afectados. Esta opción permite:

- Elección y aplicación de material
- Aplicación de cualquier tipo de carga externa
- Definición de conexiones y contactos entre componentes
- Definición de cualquier tipo de sujeción
- Mallado de los solidos
- Obtención de resultados se la simulación: Tensiones, Desplazamientos y Deformaciones unitarias

Dentro de la gran variedad de materiales que ofrece el programa se ha escogido para realizar la simulación el Acero A286 (Súper Aleación a base de hierro). Los sólidos y componentes de los 4 elementos principales serán de este material.

La aleación A-286 es una súper aleación con base de hierro endurecido por envejecimiento para aplicaciones que requieren una gran solidez y rigidez durante mucho tiempo, como puede ser el muelle de una suspensión.

Su resistencia a la oxidación es elevada para un servicio continuo y su resistencia a la corrosión acuosa es comparable con el acero inoxidable. En el momento en el que el terreno por el cual circula un vehículo este mojado, la suspensión entra en contacto con el agua, por lo que se puede generar oxidación fácilmente.

Para ello recibe un tratamiento térmico de acuerdo a AMS 5525 el cual requiere un recocido en solución a 980 C, y un posterior enfriamiento al aire. Envejecer a 718 °C durante 16 horas, y luego enfriar al aire.

Más adelante se estudiará la cantidad necesaria para la fabricación de la suspensión y también el precio actual del material en el mercado para la realización del presupuesto del proyecto.

Propiedades mecánicas A286 Súper Aleación a base de hierro

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	201000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.31	N/D
Módulo cortante	77000	N/mm ²
Densidad de masa	7920	kg/m ³
Límite de tracción	620	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	275	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.65e-005	/K
Conductividad térmica	15.1	W/(m·K)

Ya que las propiedades son competentes en cuanto a las exigencias del proyecto se refiere y que el ámbito de utilización de este material es muy amplio, este será el material a utilizar para los 4 elementos principales de la suspensión en paralelogramo deformable. Se prevé una buena respuesta ante cualquier carga externa que puedan sufrir.

Entre los 4 elementos nombrados el conjunto muelle-amortiguador será el que mayores cargas soportará, por lo que el primer elemento a analizar será este. A partir de su simulación y comprobación resistente por análisis estático se realizarán las de los otros 3 elementos principales.

2. Conjunto muelle-amortiguador

La función principal del conjunto muelle-amortiguador es la de absorber las cargas externas que puedan afectar al conjunto de las suspensión. En el Anexo de Cálculo se han obtenido las cargas axiales que soportaría el amortiguador en los estados de aceleración, frenada y paso por curva.

Esta fuerza axial se genera gracias a la limitación del movimiento del mecanismo 4 barras o paralelogramo deformable, con el cual el conjunto muelle-amortiguador solo recibirá cargas de compresión o de tracción.

Estos son los resultados obtenidos con el método gráfico de fuerzas:

- FUERZA AXIAL DE **EXPANSIÓN** DEL CONJUNTO MUELLE-AMORTIGUADOR

$$F_{FRENADA} = 3905 \text{ N}$$

- FUERZA AXIAL DE **COMPRESIÓN** DEL CONJUNTO MUELLE-AMORTIGUADOR

$$F_{ACELERACIÓN} = 3950 \text{ N}$$

$$F_{CURVA} = 2688 \text{ N}$$

Como se puede observar en los 3 resultados obtenidos, las mayores cargas aparecerán en los estados de aceleración y de frenada del vehículo respectivamente. Ya que el objetivo de esta simulación es realizar la comprobación resistente de la suspensión, sólo se tendrán en cuenta estas dos fuerzas axiales máximas generadas:

$$F_{COMPRESION} = 3950 \text{ N}$$

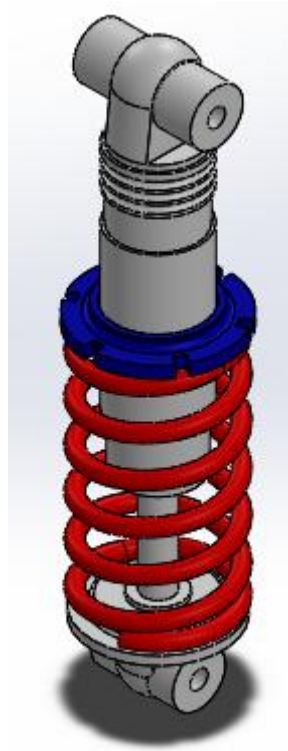
$$F_{TRACCIÓN} = 3905 \text{ N}$$

Cargas máximas axiales

Si el conjunto muelle-amortiguador resiste y se comporta bien ante una carga axial de compresión de 3950 N y ante una carga axial de tracción de 3905 N, también podrá soportar cualquier carga inferior a éstas, por lo que con la comprobación de las demás cargas inferiores no será necesaria. Dicho esto, el siguiente paso será trasladar los resultados obtenidos al programa de simulación.

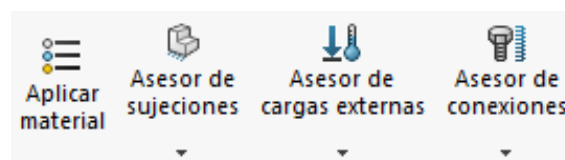
2.1. Simulación conjunto muelle-amortiguador

En la siguiente imagen se puede observar el conjunto muelle-amortiguador con el cual se va a realizar la primera comprobación resistente de los 4 elementos principales que componen la suspensión en paralelogramo deformable.

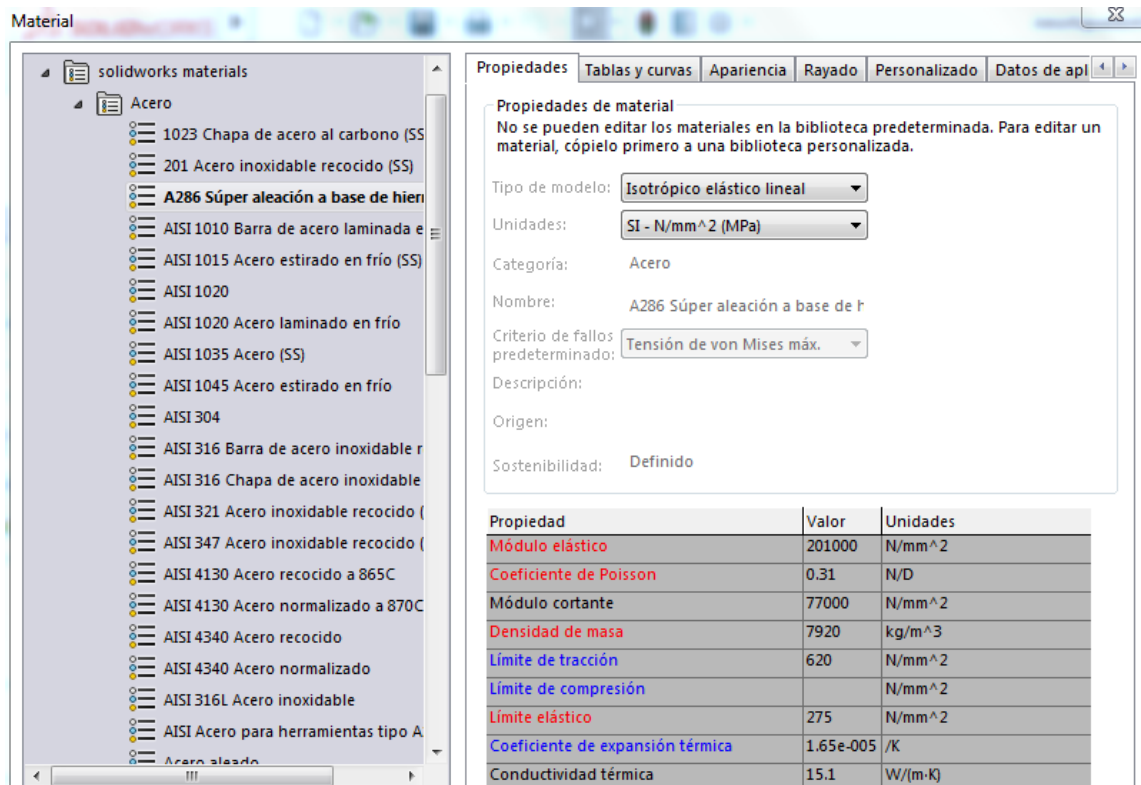


Conjunto muelle-amortiguador

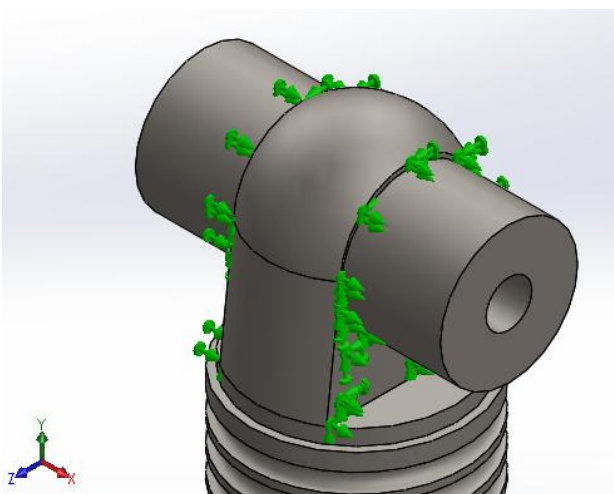
El primer paso a seguir será definir la configuración que va a tener la simulación del conjunto definiendo en material a aplicar, las sujeciones, las cargas externas y los contactos entre componentes:



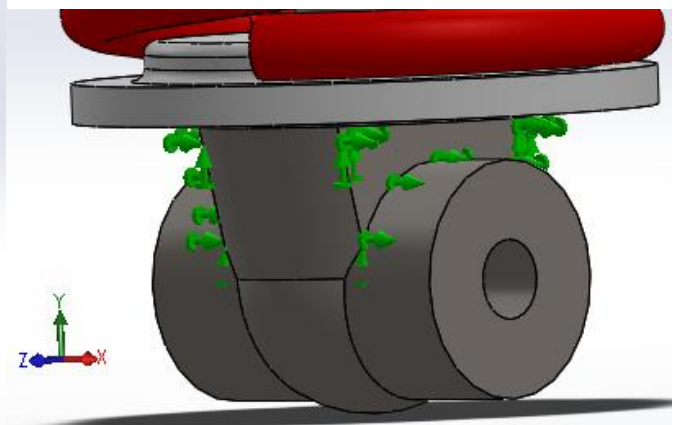
- **El material:** como ya se ha comentado anteriormente, el material que se aplicará será el Acero A-286 Súper Aleación a base de hierro. Se escoge y se aplica al modelo diseñado:



- **Sujeciones:** el amortiguador está unido a puntos fijos en sus extremos superior e inferior, por lo que se definirán unas sujeciones fijas a estos dos extremos

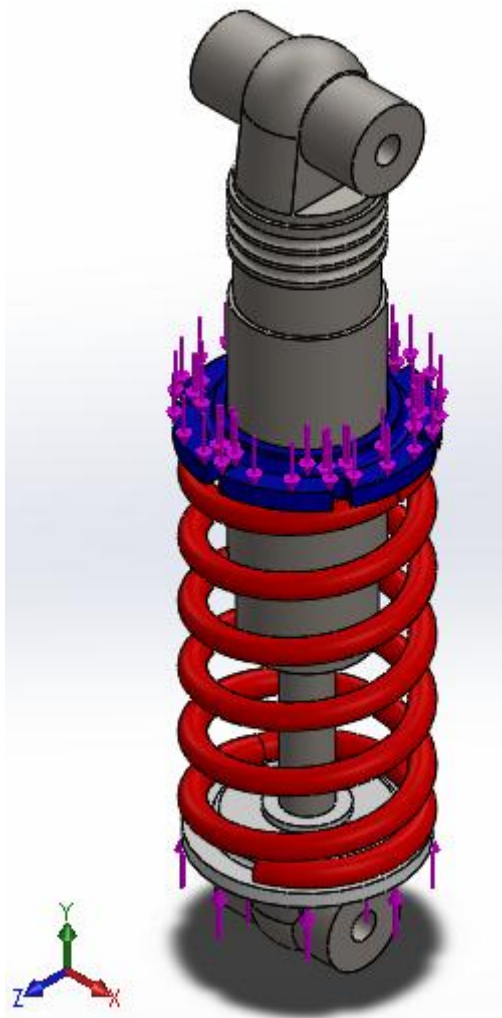
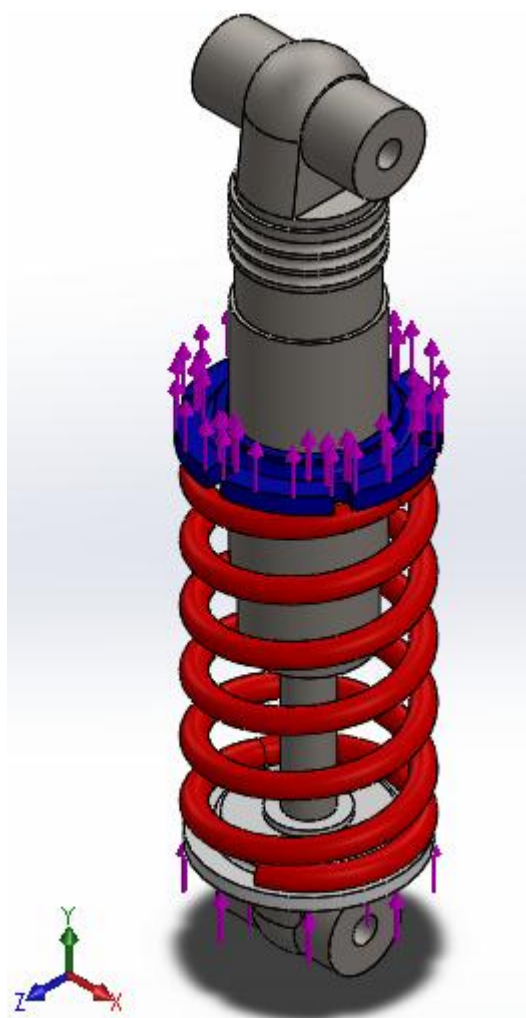


Sujeción del extremo superior

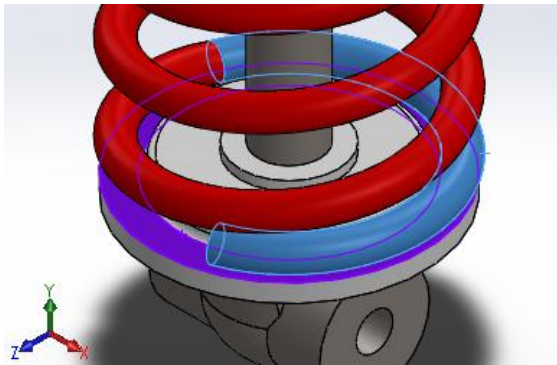


Sujeción del extremo inferior

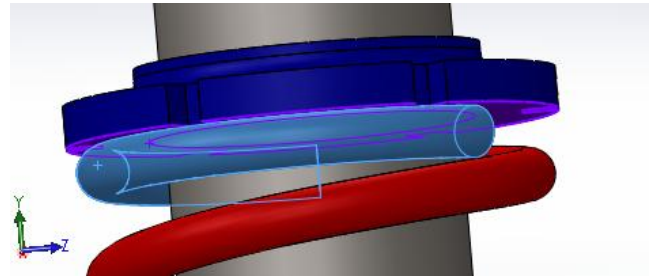
- **Cargas externas:** como cargas externas se aplicarán las dos cargas máximas axiales de compresión y de tracción calculadas anteriormente. En las dos siguientes imágenes se pueden observar el sentido y la localización de las cargas externas en color morado:

**CARGA A COMPRESIÓN****CARAGA A TRACCIÓN**

- **Conexiones entre componentes:** ya que el conjunto muelle-amortiguador está compuesto por el amortiguador de color gris, el muelle de color rojo y el tope superior de color azul, habrá que definir los contactos sin penetración entre estos 3 componentes. Primeramente el contacto entre el tope inferior del amortiguador y el extremo inferior del muelle y, por otra parte, el contacto entre el tope superior y el extremo superior del muelle. Observar las dos siguientes imágenes:

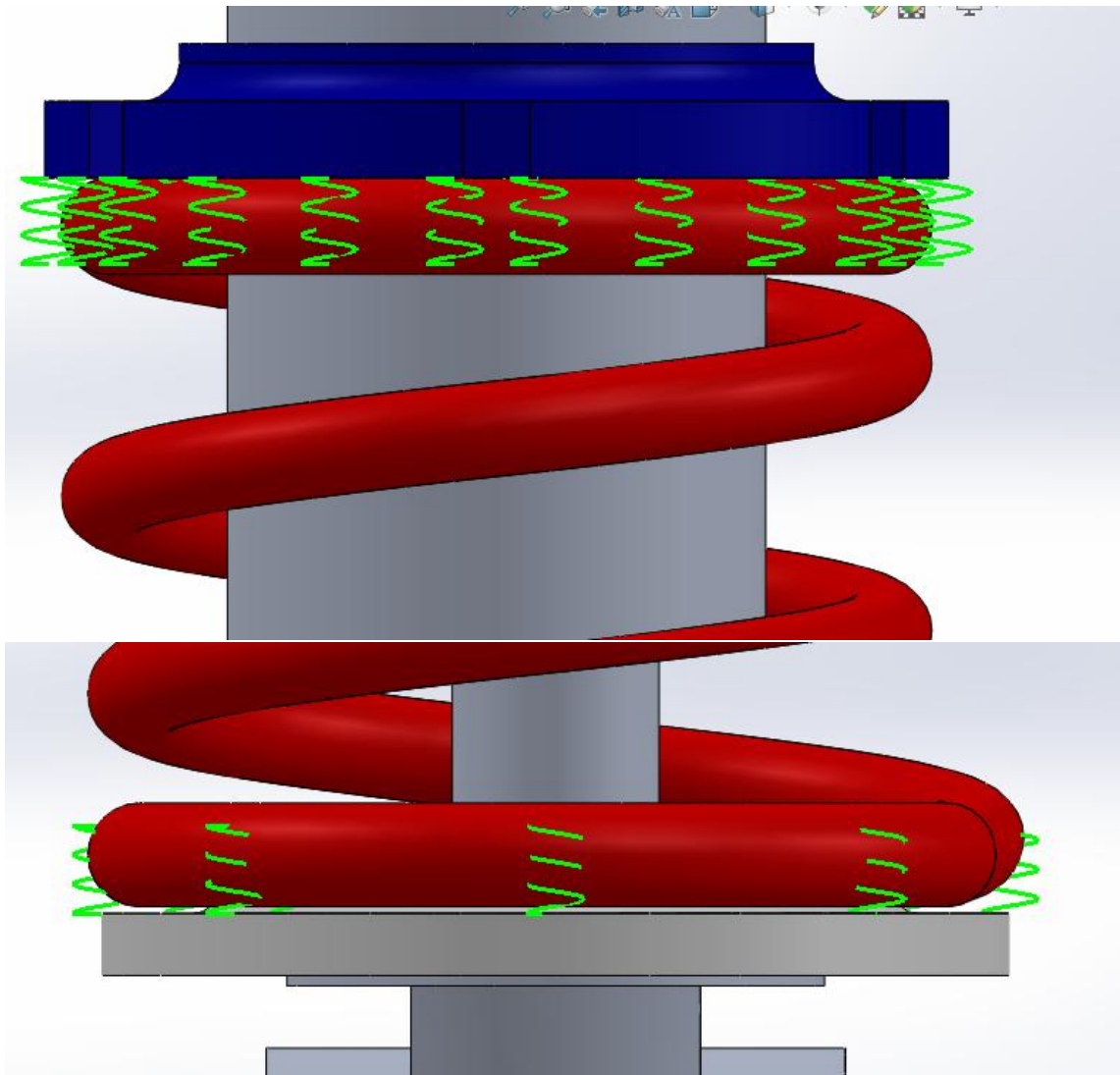


Contacto inferior



Contacto superior

- **Conector tipo muelle:** el complemento de simulación también ofrece la función resorte, con la cual se puede asemejar la constante de rigidez total del conjunto muelle-amortiguador ($K + C$).



LEY DE HOOKE

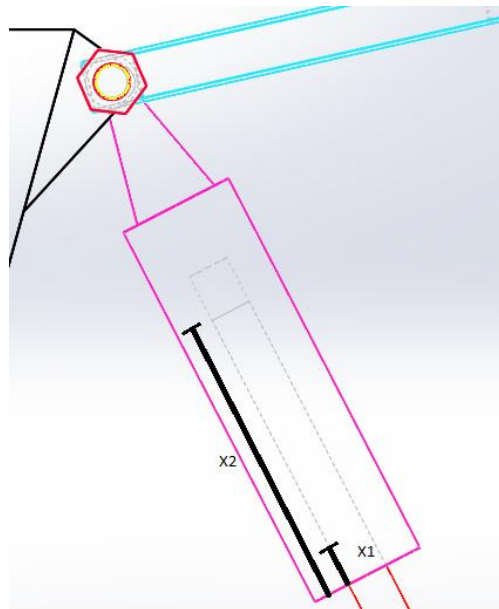
$$F = -(K + C) \cdot x$$

Donde:

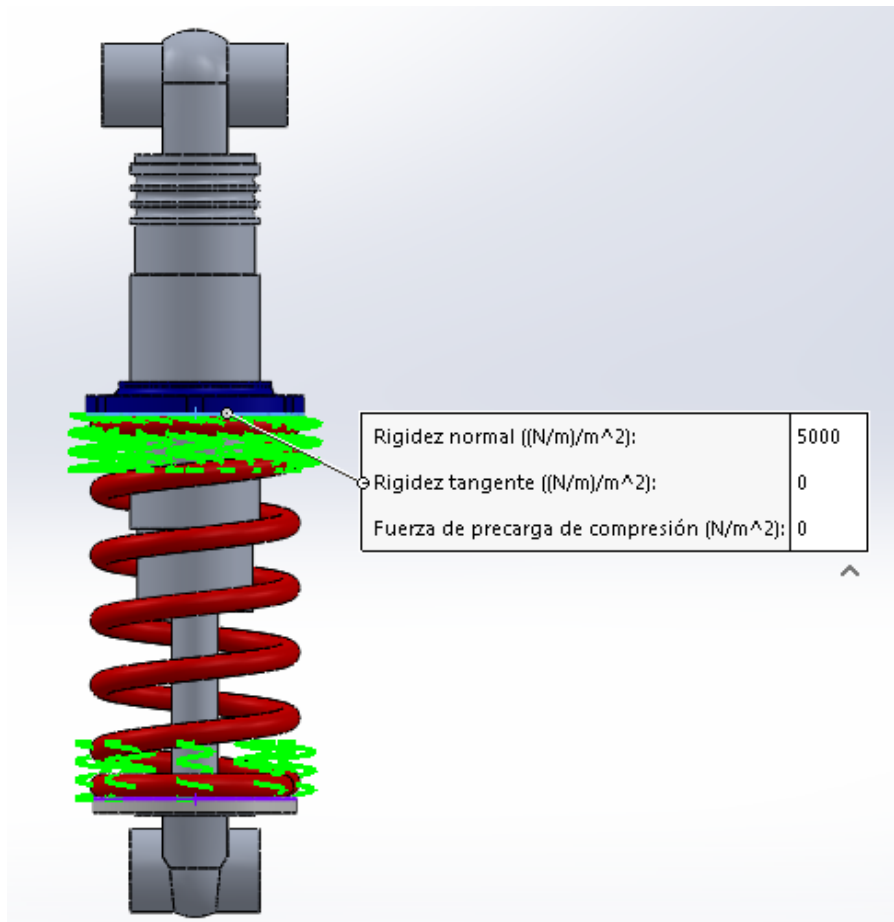
- **K + C** es la constante de elasticidad o rigidez del amortiguador.
- **X** es la deformación, es decir, lo que se ha comprimido o estirado a partir del estado de reposo. Se conoce también como el alargamiento de su posición de equilibrio.
- **F** es la fuerza resistente del sólido, calculada anteriormente.
- El signo (-) en la ecuación se debe a la fuerza restauradora que tiene sentido contrario al desplazamiento. La fuerza se opone a la deformación.

En el caso del conjunto muelle-amortiguador diseñado, su máximo recorrido será de:

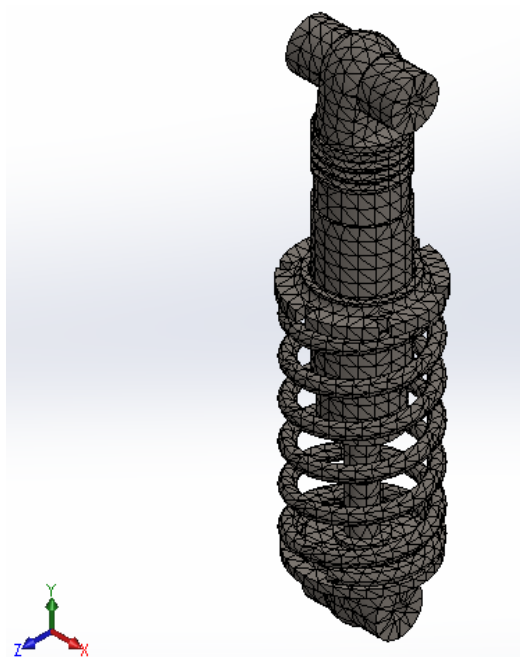
$$x = x_2 - x_1 = 171 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$$



Se aplica un constante de rigidez normal de **(K + C) = 15000 N/m**, en relación con los cálculos obtenidos. De esta forma el conjunto muelle-amortiguador soportará fuerzas menores a 3750 N de fuerza.



- **Mallado:** Tras haber definido la configuración que tendrá la simulación del conjunto muelle-amortiguador, el siguiente paso a realizar es el mallado de la pieza. En la siguiente imagen se puede observar el mallado que se ha definido.



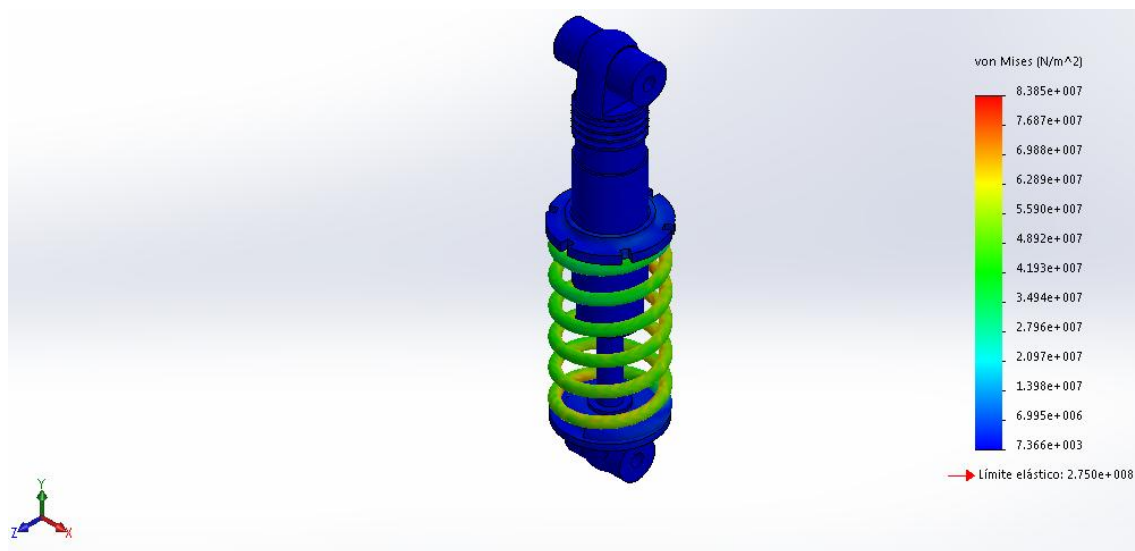
Mallado del conjunto muelle-amortiguador

Una vez obtenida la malla del modelo, se ejecuta el estudio y se obtienen los resultados de las tensiones Von Mises, los desplazamientos y las deformaciones que sufre el conjunto muelle-amortiguador tanto a compresión como a tracción.

2.1.1. Simulación a compresión

Se aplica una carga de compresión de 3950 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

Tensiones Von Mises (N/m²)



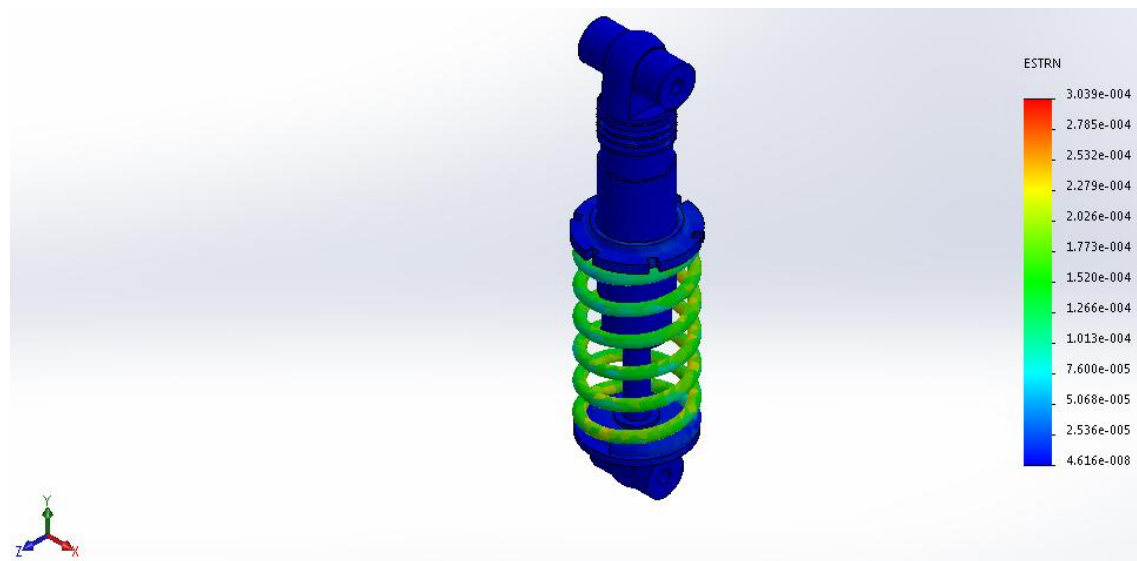
La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $8,385 \cdot 10^7$ N/m²

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8$ N/m²

Como se puede apreciar en la imagen anterior el conjunto sufre una tensión uniformemente repartida a lo largo del muelle con valores aceptables, sin sobrepasar en ningún momento el límite elástico del material utilizado. Visualmente se comprueba que el muelle resistiría ante una carga axial de compresión máxima de 3950 N, por lo que cumple con las exigencias del proyecto.

Al igual que con las tensiones de Von Mises, el muelle sufrirá una deformación uniforme a lo largo de él, sufriendo una deformación de compresión uniforme. Observar siguiente imagen:

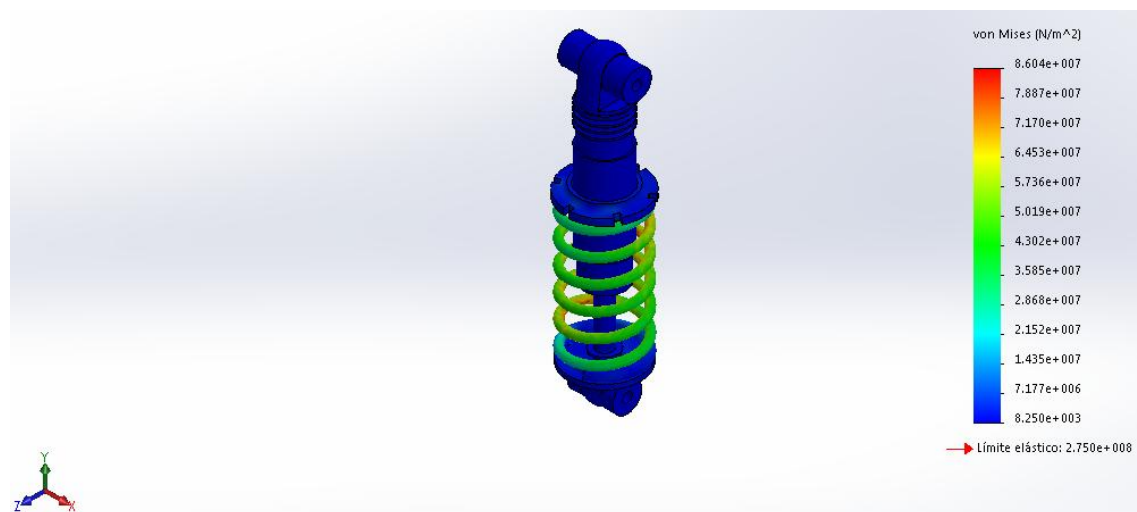
Deformaciones unitarias



2.1.2. Simulación a tracción

En este apartado se seguirá el mismo procedimiento que en el anterior, pero en este caso se aplicará una fuerza de tracción de 3905 N.

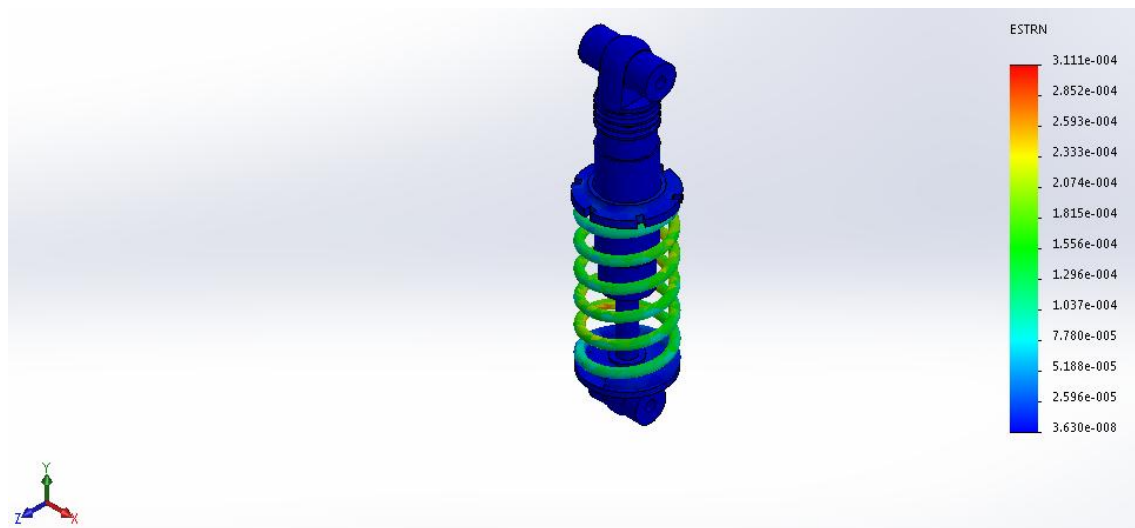
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $8,604 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

Deformaciones unitarias



Como se puede apreciar en las dos imágenes anteriores, el conjunto muelle-amortiguador también resistiría ante una carga a tracción de 3905 N, en ningún momento se supera el límite elástico.

Dado que el ámbito de utilización del muelle es mayormente para simular cargas de compresión, se observa en este caso que a tracción sufre mayores deformaciones, pero en ningún momento sufre una deformación crítica.

2.2. Conclusiones

En este primer apartado se ha realizado la simulación tanto a compresión como a tracción del conjunto muelle-amortiguador, elemento que más carga soporta a lo largo de la vida útil de la suspensión.

Para ello se ha hecho una comprobación resistente aplicando las cargas axiales máximas de tracción y de compresión obtenidas en los resultados del Anexo de Cálculos. En los dos casos el muelle se deforma uniformemente con una repartición de tensiones bastante uniforme también.

Como conclusión de la simulación del conjunto muelle-amortiguador se puede decir que tiene una buena respuesta ante estas dos situaciones desfavorables y, por lo tanto, respondería bien ante cualquier carga menor a estas.

Tras esta comprobación resistente, el siguiente paso será realizar las comprobaciones ante cargas a flexión que sufrirán los otros 3 elementos principales de la suspensión en paralelogramo deformable como son el brazo superior, el brazo inferior y la mangueta.

Para ello se utilizarán los resultados obtenidos por el método gráfico de fuerzas del Anexo de Cálculos.

2.3. Aluminio 7075

Dado que el presente proyecto está orientado al ámbito competitivo y con el fin de lograr una ligereza en la masa total de la suspensión, también se ha realizado una simulación del conjunto muelle-amortiguador, pero esta vez con un material más ligero:

ALUMINIO 7075

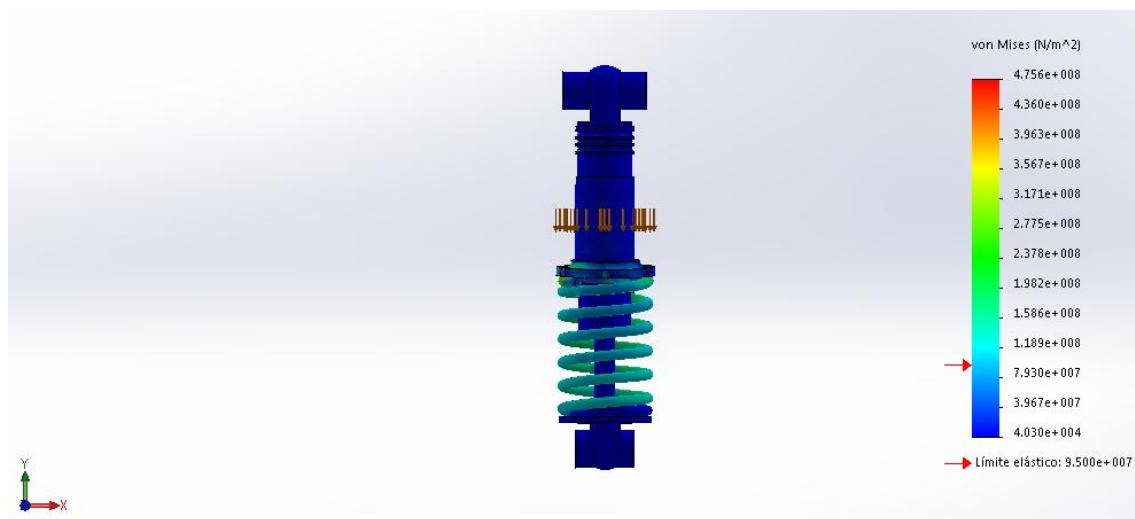
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	71999.9992	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	26899.99969	N/mm ²
Densidad de masa	2810	kg/m ³
Límite de tracción	219.9999979	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	94.99999942	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	2.4e-005	/K
Conductividad térmica	173	W/(m·K)

El aluminio 7075 es una aleación de aluminio con zinc como principal elemento. Es fuerte, con buena resistencia a la fatiga frente a otros metales y es fácil de mecanizar, pero no es soldable y tiene menos resistencia a la corrosión que muchas otras aleaciones.

El aluminio 7075 es usado frecuentemente en aplicaciones para el transporte, náutica, el automovilismo o la aviación, debido a su alto ratio de resistencia-densidad, en la fabricación de fuselajes para ala delta, en la industria de la bicicleta.

Dicho esto, se aplica una carga de compresión de 3950 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

Tensiones Von Mises (N/m²)



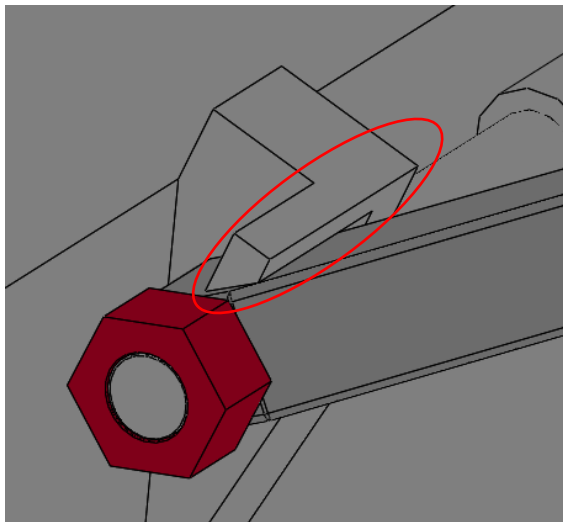
La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $4,75 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

Su límite elástico es de $9,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$

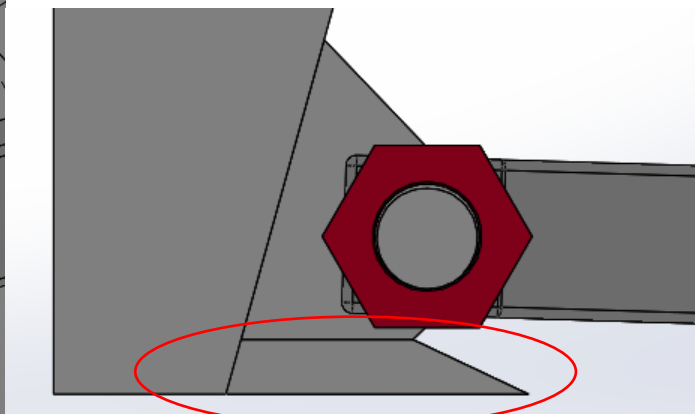
Como se puede observar en la imagen anterior, la tensión máxima que se genera en la compresión del muelle de aluminio supera el límite elástico del material escogido, la opción de la aplicación del aluminio 7075 como material para el conjunto muelle-amortiguador queda descartado. El material que se utilizará por lo tanto será el Acero A286.

3. Brazo superior y brazo inferior

El brazo superior y el brazo inferior son los elementos principales de la suspensión que unen el chasis con la mangueta y con el amortiguador. Tienen restringido el movimiento angular de tal forma que el brazo superior solo puede rotar entre los 95° y los 125° con respecto al chasis. Esta restricción de movimiento ocurre gracias a los topes limitadores de movimiento de la suspensión que contiene el propio chasis.



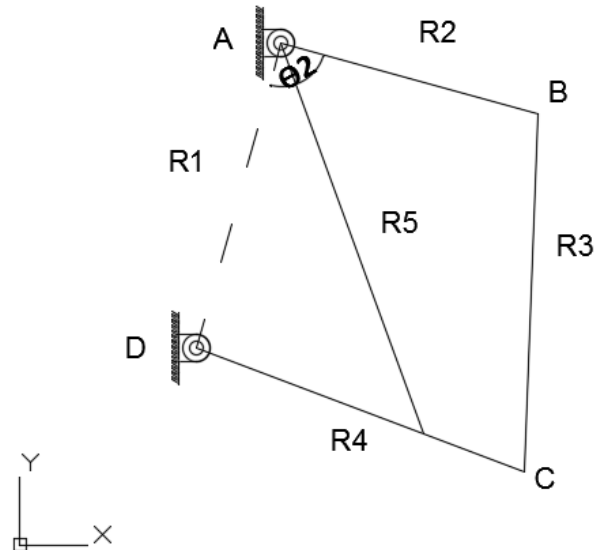
Tope superior



Tope inferior

De esta manera, cuando el brazo superior o el brazo inferior contacten con los topes de restricción de movimiento de la suspensión, estos dos elementos soportarán cargas verticales que los flexionarán. Por lo tanto, la comprobación resistente en este caso se realizará con un análisis estático a flexión.

El valor de las cargas que se deben aplicar en el caso del brazo superior y en el caso del brazo inferior se puede obtener gracias al método gráfico utilizado en el Anexo de Cálculos. Para mejor entendimiento, se va a realizar una breve explicación de ello.



En la imagen anterior se puede observar un mecanismo equivalente de la suspensión en paralelogramo deformable o 4 barras. El brazo superior es la barra R2, el brazo inferior es la barra R4 y la mangueta sería la barra R3.

Cuando θ_2 aumente hasta 125° , el tope superior de la suspensión actuará y el brazo superior comenzará a flexionarse debido a una carga vertical positiva transmitida por la mangueta. Cuando θ_2 disminuya hasta 95° , el tope inferior actuará y el brazo inferior comenzará a flexionarse ante una carga vertical negativa.

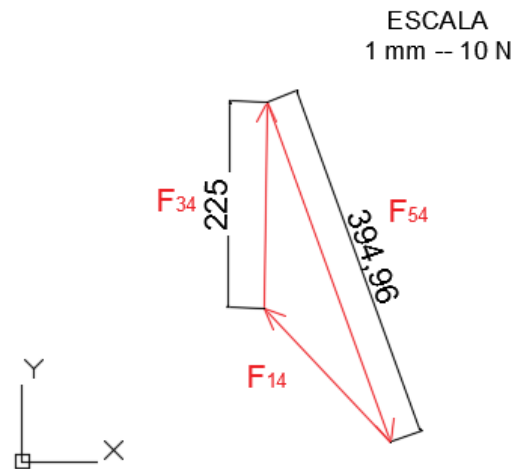
Como ya se ha visto anteriormente, la carga externa al mecanismo entra por la barra 3 (mangueta), ya que después de la rueda es el primer elemento en recibir la irregularidad del terreno. Las cargas de reacción que se utilizarán para el análisis estático de los dos brazos serán la fuerza que genera la barra 3 sobre la barra 2 (F_{32}) para el brazo superior y la fuerza que genera la barra 3 sobre la barra 4 (F_{34}) para el brazo inferior.

3.1. Brazo superior

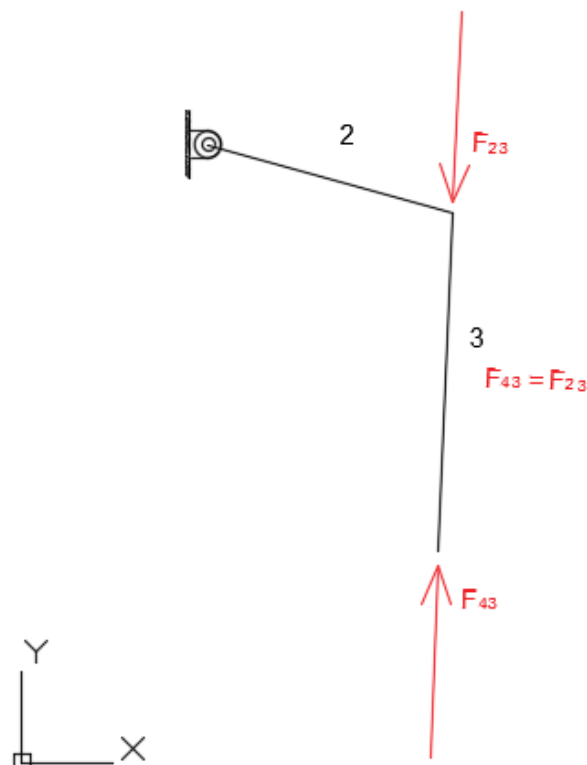
En el caso del brazo superior, este soportará flexión cuando el conjunto muelle-amortiguador se comprima, ya que el brazo superior rotará hacia arriba hasta que contacte con su tope superior de restricción de movimiento. En este momento, el brazo superior comenzará a flexionarse.

Para realizar la simulación de este elemento se tendrá en cuenta la carga máxima que soporta a flexión, que ocurrirá cuando el amortiguador soporte una compresión máxima, es decir, en el

estado de aceleración del vehículo. En la siguiente imagen se puede observar el resultado del método gráfico de fuerzas utilizado en el Anexo de Cálculos:

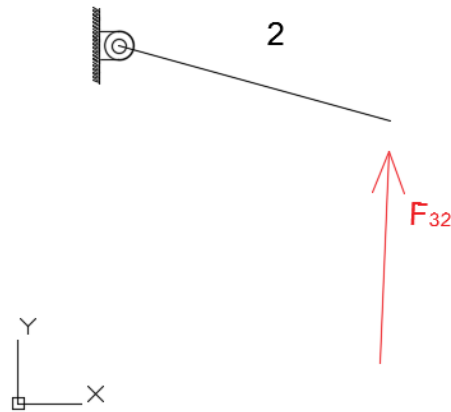


Como ya se ha visto anteriormente, en el estado de aceleración del vehículo la carga que genera la barra 3 sobre la barra 4 es de $F_{34} = 2250 \text{ N}$ en sentido vertical positivo. Por lo tanto, la barra 4 sobre la barra 3 generará una carga de misma magnitud, pero de sentido contrario que será F_{43} . Como se observa en la siguiente imagen, la fuerza que genera la barra 4 sobre la barra 3 (F_{43}) será igual a la fuerza que genera la barra 2 sobre la barra 3 (F_{23}).



Siguiendo la misma regla $\rightarrow F_{34} = F_{43} = F_{23} = F_{32} = 2250 \text{ N}$

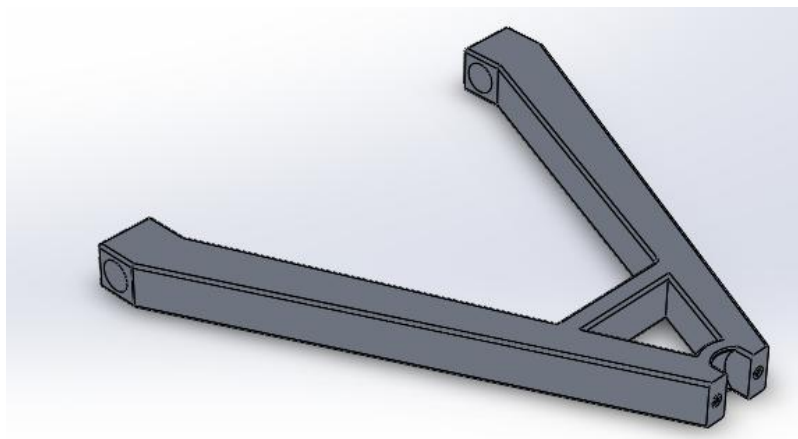
La fuerza que genera la mangueta sobre el brazo superior es de $F_{32} = 2250 \text{ N}$



Fuerza que genera la mangueta sobre el brazo superior

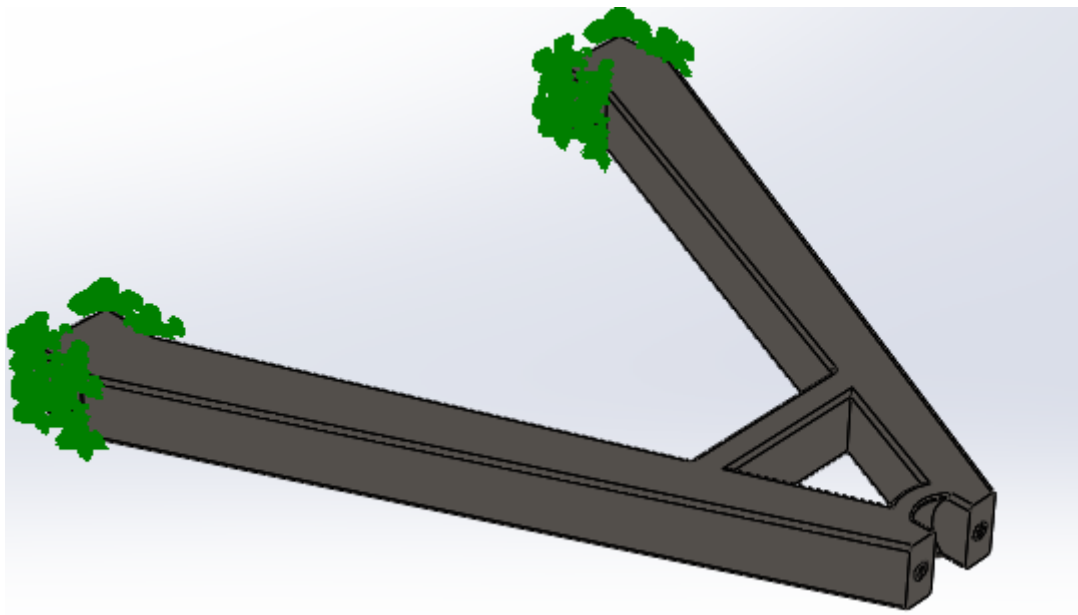
Con la obtención de la carga a aplicar en la simulación del brazo superior, el siguiente paso será trasladar este resultado al programa de simulación. Para ello se llevará a cabo el mismo proceso que se ha utilizado para la simulación del conjunto muelle-amortiguador.

3.1.1. Simulación brazo superior



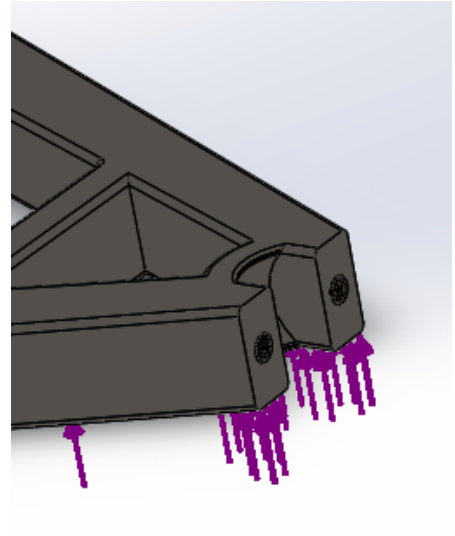
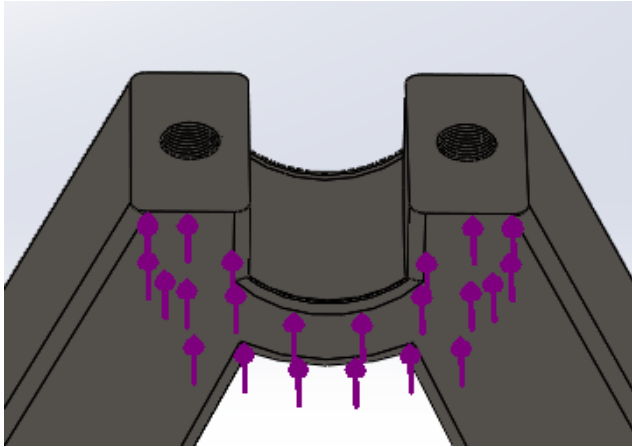
Brazo superior

- **El material:** como ya se ha comentado anteriormente, el material que se aplicará será el Acero A-286 Súper Aleación a base de hierro.
- **Sujeciones:** el brazo superior tiene dos puntos de anclaje al chasis, donde también se encuentran los topes superiores. Por lo tanto, para la simulación se aplicarán sujeciones fijas en los dos puntos de anclaje. Observar siguientes imágenes:



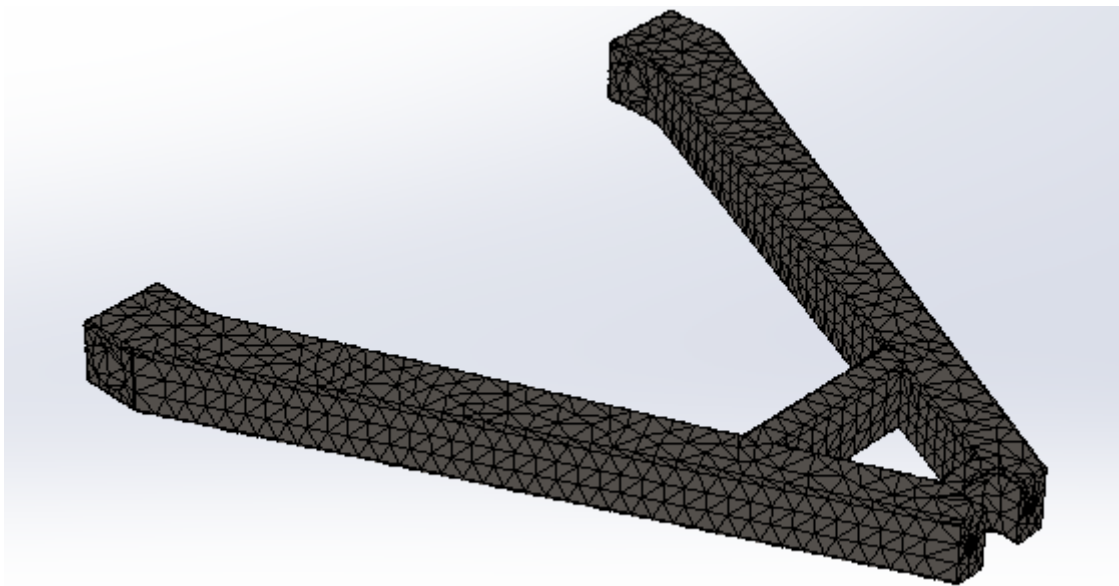
Sujeciones del brazo superior

- **Cargas externas:** como carga externa se aplicará una carga de 2250 N en el punto de contacto con la mangueta, calculada anteriormente.



Carga aplicada en el brazo superior

- **Mallado:** Tras haber definido la configuración que tendrá la simulación del brazo superior, aplicando las sujeciones necesarias y la carga externa, el siguiente paso a realizar es el mallado de la pieza. En la siguiente imagen se puede observar el mallado que se ha definido.



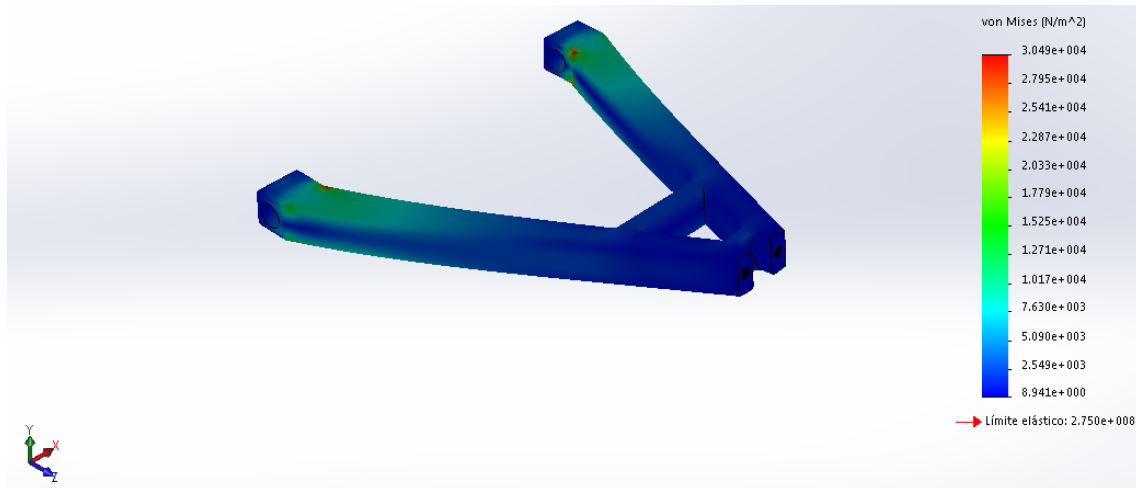
Mallado del brazo superior

Una vez obtenida la malla se ejecuta el estudio y se obtienen los resultados de las tensiones Von Mises, los desplazamientos y las deformaciones que sufre el brazo superior ante una carga a flexión.

RESULTADOS

Se aplica una carga de vertical positiva en el eje Y de 2250 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

Tensiones Von Mises (N/m²)

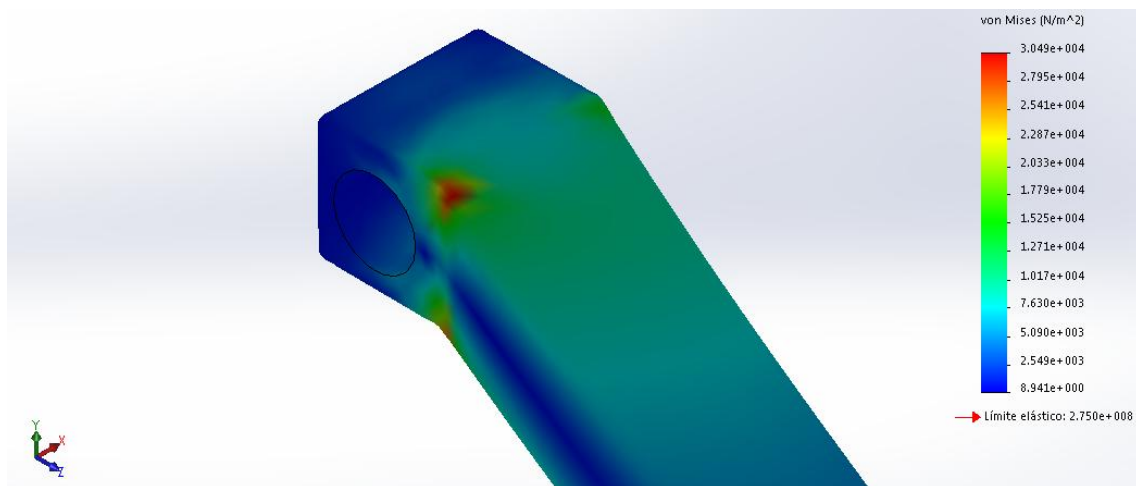


La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $3,049 \cdot 10^4$ N/m²

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8$ N/m²

Como se puede apreciar en la imagen anterior el brazo superior sufre una tensión máxima en los puntos donde este entra en contacto con el tope superior, sin sobrepasar en ningún momento el límite elástico del material utilizado.

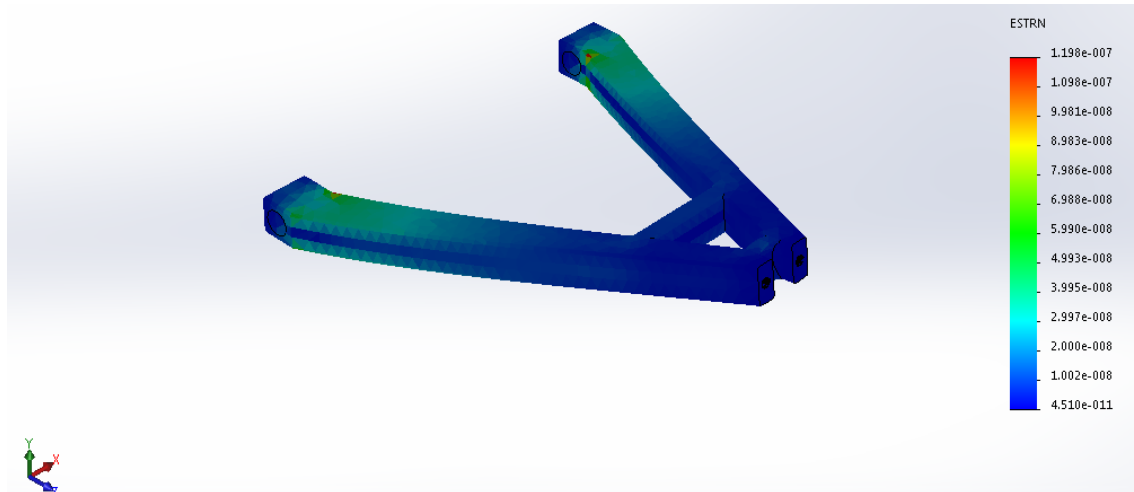
Tensiones Von Mises (N/m²)



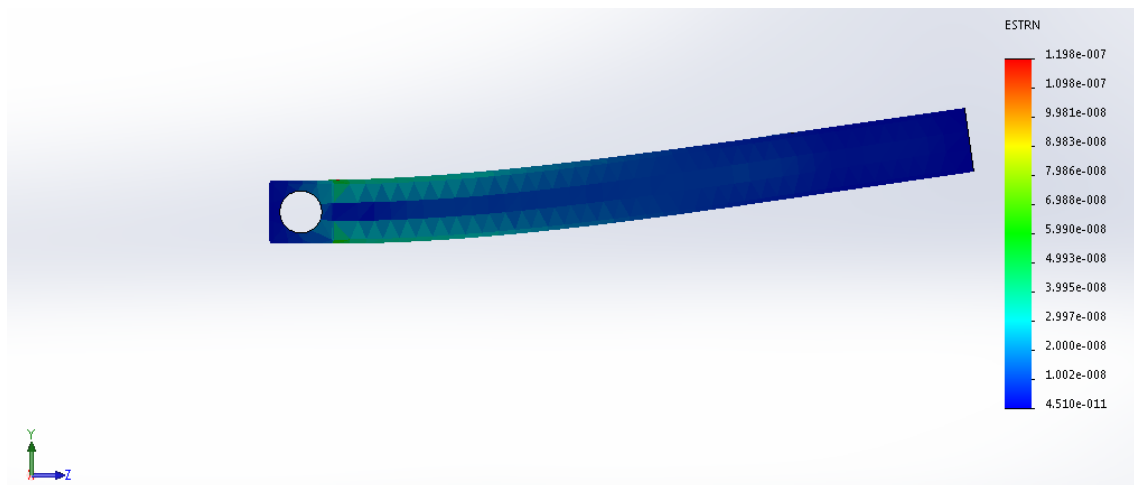
Visualmente se comprueba que este brazo resistiría ante una carga a flexión de 2250 N, por lo que cumple con las exigencias del proyecto.

Al igual que con las tensiones de Von Mises, el brazo superior sufrirá una deformación máxima en los puntos de contacto con el tope superior, sufriendo una deformación a flexión. Observar siguientes imágenes:

Deformaciones unitarias



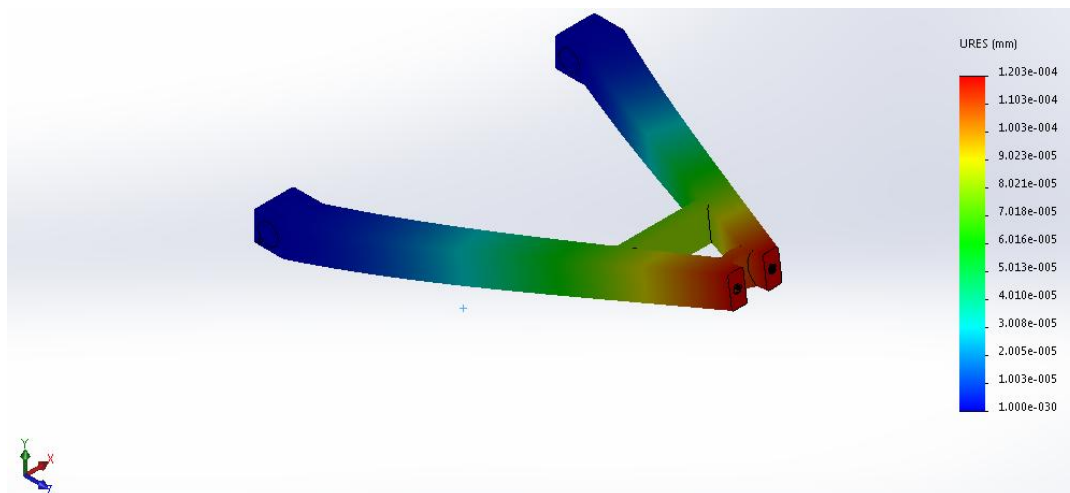
Vista isométrica



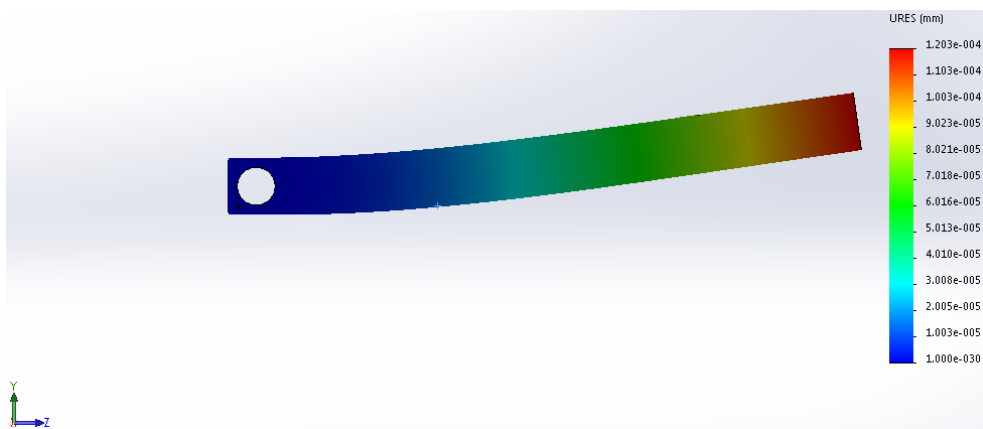
Vista lateral (flexión máxima)

Ya que se trata de un estudio a flexión, también se estudiarán los desplazamientos que sufre el brazo superior en su punto de máxima flexión.

Desplazamientos (mm)



Vista isométrica



Vista lateral

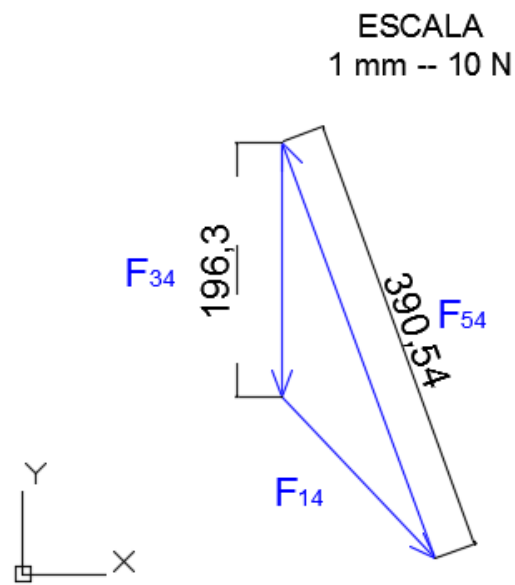
El desplazamiento máximo que sufrirá el brazo superior es de $1,203 \cdot 10^{-4}$ mm, algo casi despreciable.

El brazo superior de acero A-286 (Súper Aleación a base de hierro) resistiría ante una carga máxima a flexión de 2250 N. Cumple con las exigencias del proyecto.

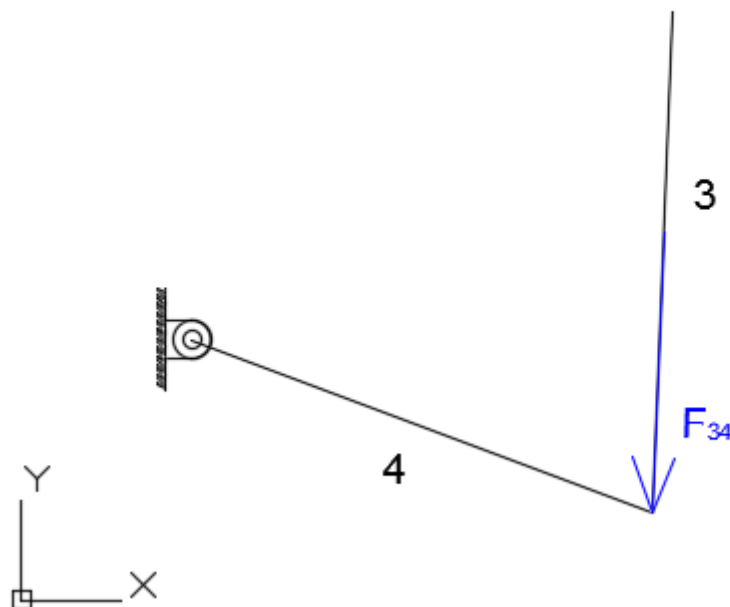
3.2. Brazo inferior

En el caso del brazo inferior, este se flexionará cuando el conjunto muelle-amortiguador se expanda, ya que el brazo inferior rotará hacia abajo hasta que contacte con su tope superior de restricción de movimiento. En este momento, el brazo inferior comenzará a flexionarse.

Para realizar la simulación de este elemento se tendrá en cuenta la carga máxima que soporta a flexión, que ocurrirá cuando el amortiguador soporte una expansión máxima, es decir, en el estado de frenada del vehículo. En la siguiente imagen se puede observar el resultado del método gráfico de fuerzas utilizado en el Anexo de Cálculos:



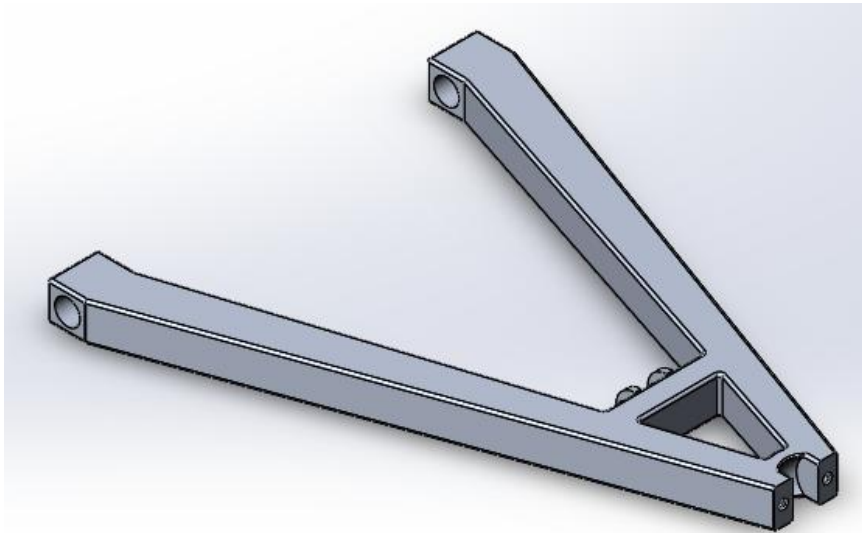
Como ya se ha visto anteriormente, en el estado de frenada del vehículo la carga que genera la barra 3 sobre la barra 4 es de $F_{34} = 1963 \text{ N}$ en sentido vertical negativo. Es decir, la fuerza que genera la mangueta sobre el brazo inferior es de $F_{34} = 1963 \text{ N}$



Fuerza que genera la mangueta sobre el brazo inferior

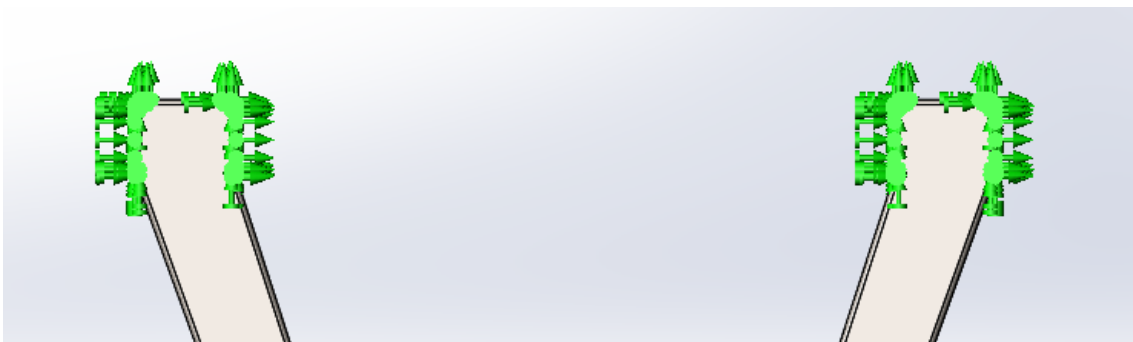
Con la obtención de la carga a aplicar en la simulación del brazo inferior, el siguiente paso será trasladar este resultado al programa de simulación. Para ello se llevará a cabo el mismo proceso que se ha utilizado para la simulación del brazo superior.

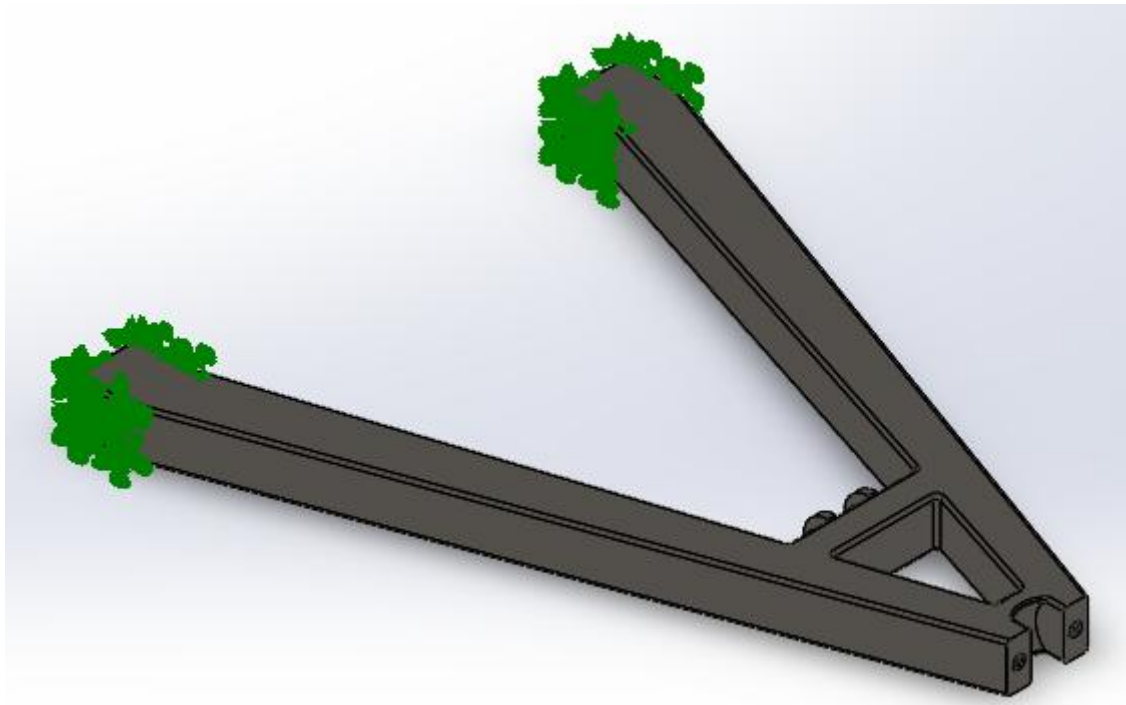
3.2.1. Simulación brazo inferior



Brazo inferior

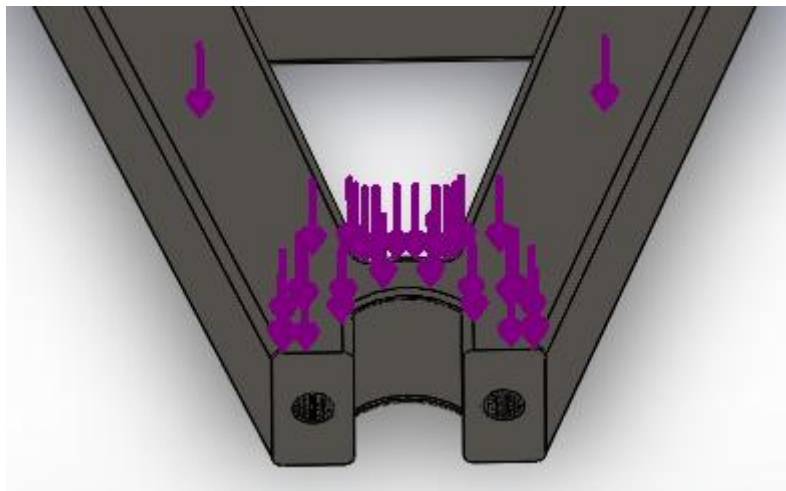
- **El material:** el material que se aplicará será el mismo para todos los elementos principales de la suspensión en paralelogramo deformable, Acero A-286 Súper Aleación a base de hierro.
- **Sujeciones:** el brazo inferior al igual que el superior tiene dos puntos de anclaje al chasis, donde también se encuentran los topes inferiores. Por lo tanto, para la simulación se aplicarán sujeciones fijas en los dos puntos de anclaje. Observar siguientes imágenes:



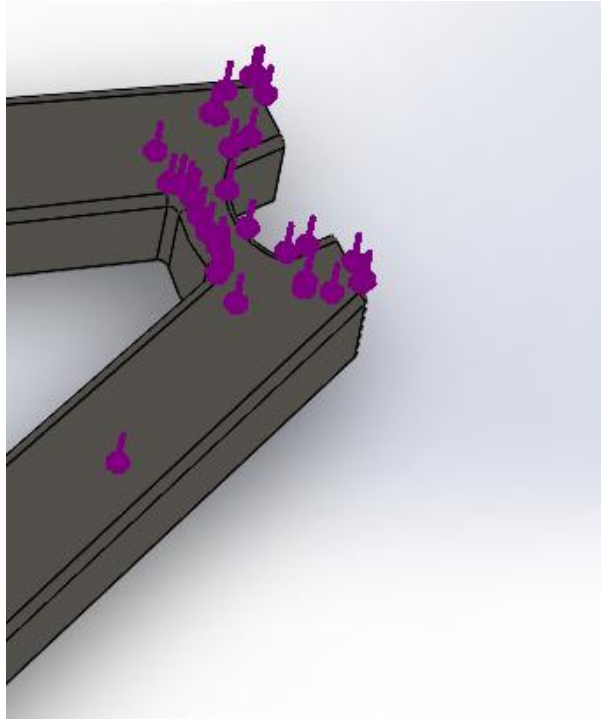


Sujeciones del brazo superior

- **Cargas externas:** como carga externa se aplicará una carga de 1963 N en el punto de contacto con la mangueta, calculada anteriormente.

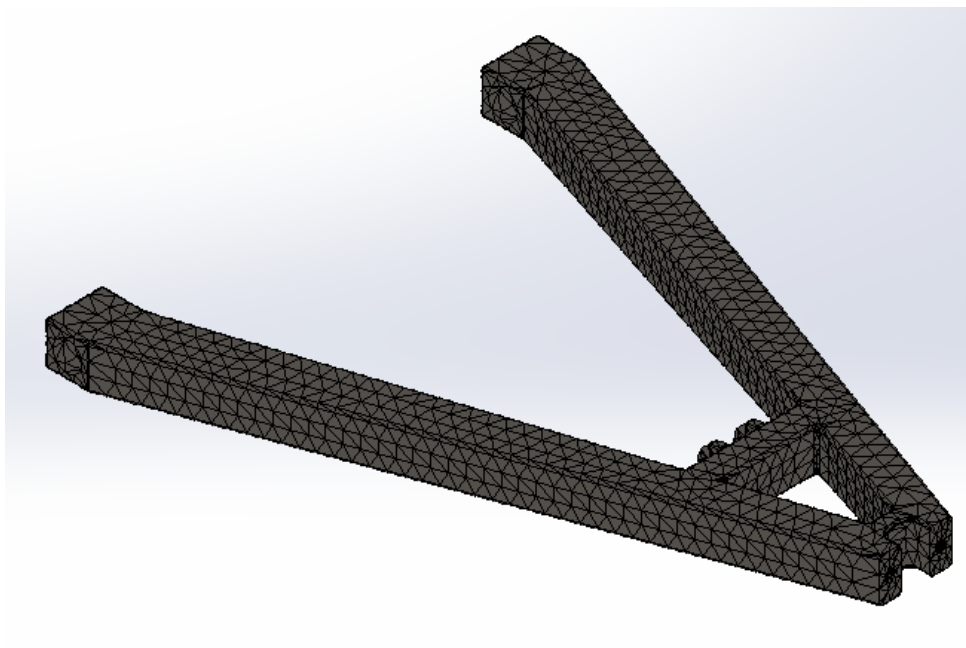


Carga aplicada en el brazo superior



Carga aplicada en el brazo superior

- **Mallado:** Tras haber definido la configuración que tendrá la simulación del brazo superior, aplicando las sujeciones necesarias y la carga externa, el siguiente paso a realizar es el mallado de la pieza. En la siguiente imagen se puede observar el mallado que se ha definido.



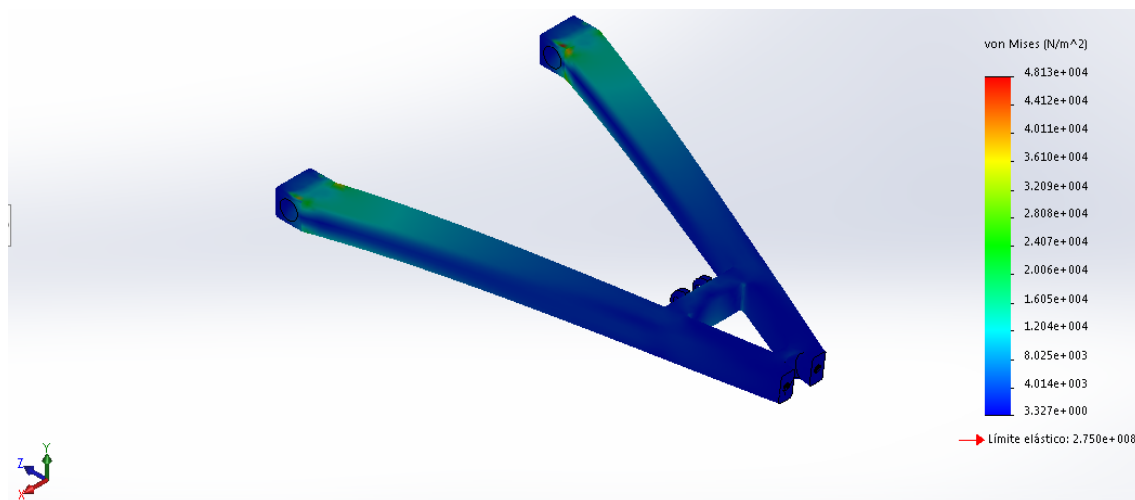
Mallado del brazo inferior

Una vez obtenida el mallado del brazo inferior se ejecuta el estudio y se obtienen los resultados de las tensiones Von Mises, los desplazamientos y las deformaciones que sufre el brazo inferior ante una carga a flexión negativa.

RESULTADOS

Se aplica una carga de vertical positiva en el eje Y de 1963 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

Tensiones Von Mises (N/m²)

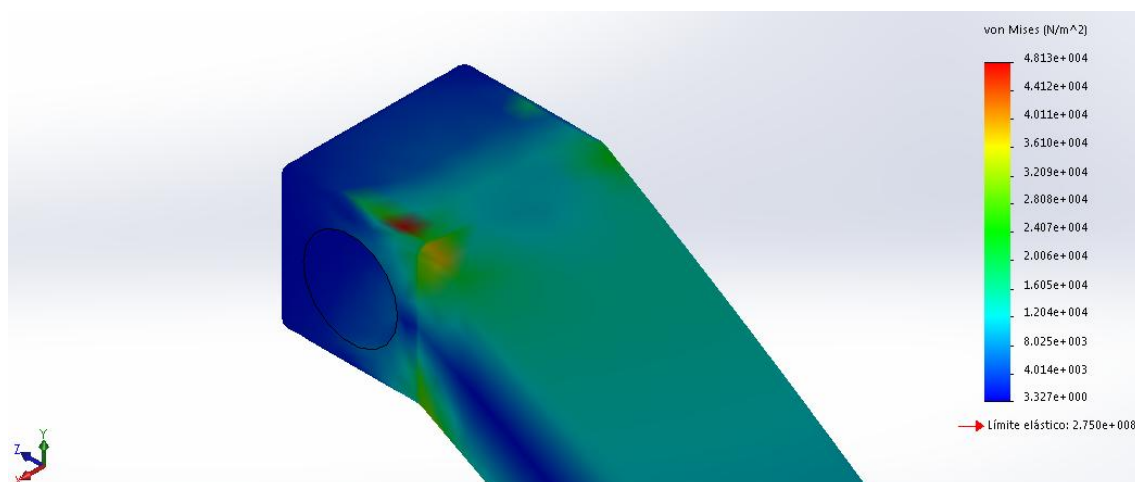


La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $4,813 \cdot 10^4$ N/m²

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8$ N/m²

Como se puede apreciar en la imagen anterior el brazo inferior sufre una tensión máxima en los puntos donde este entra en contacto con el tope inferior, sin sobrepasar en ningún momento el límite elástico del material utilizado.

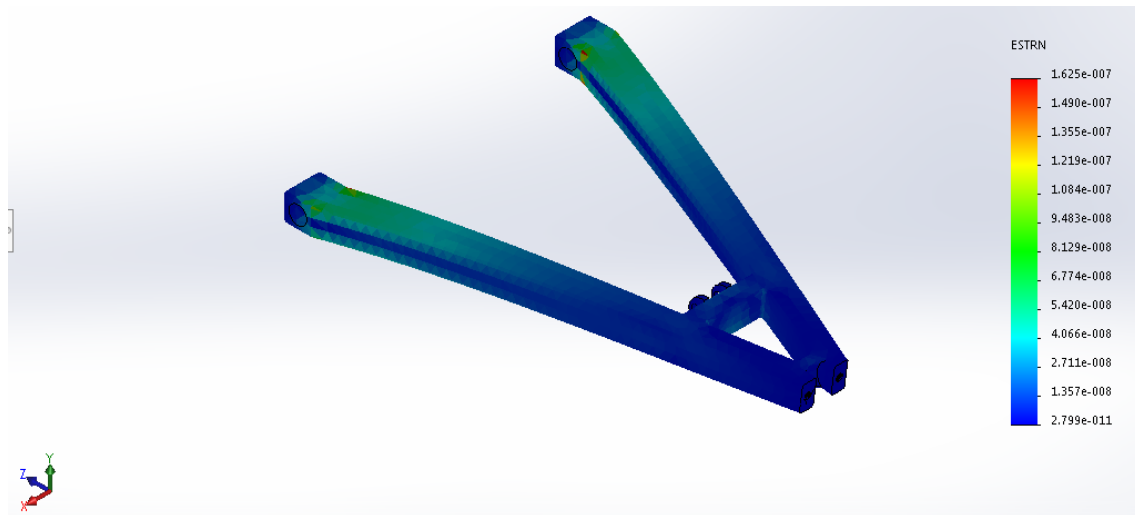
Tensiones Von Mises (N/m²)



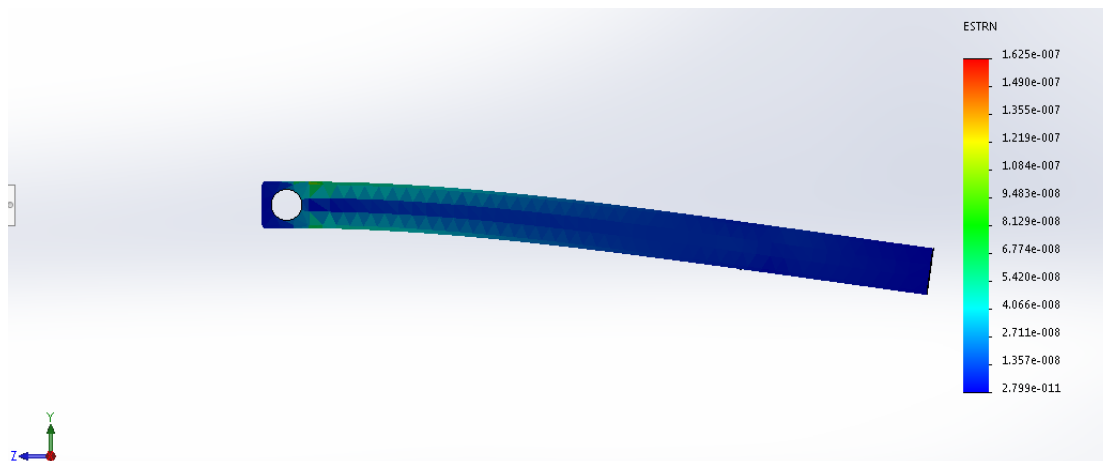
Gráficamente se comprueba que este brazo resistiría ante una carga a flexión de 1963 N, por lo que cumple con las exigencias del proyecto.

Al igual que con las tensiones de Von Mises, el brazo superior sufrirá una deformación máxima en los puntos de contacto con el tope inferior, sufriendo una deformación a flexión. Observar siguientes imágenes:

Deformaciones unitarias

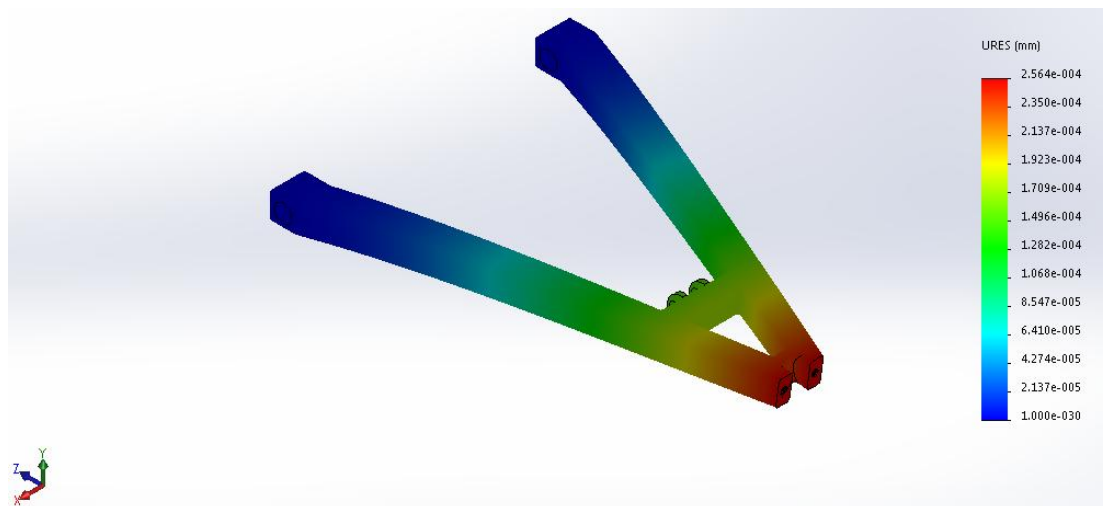
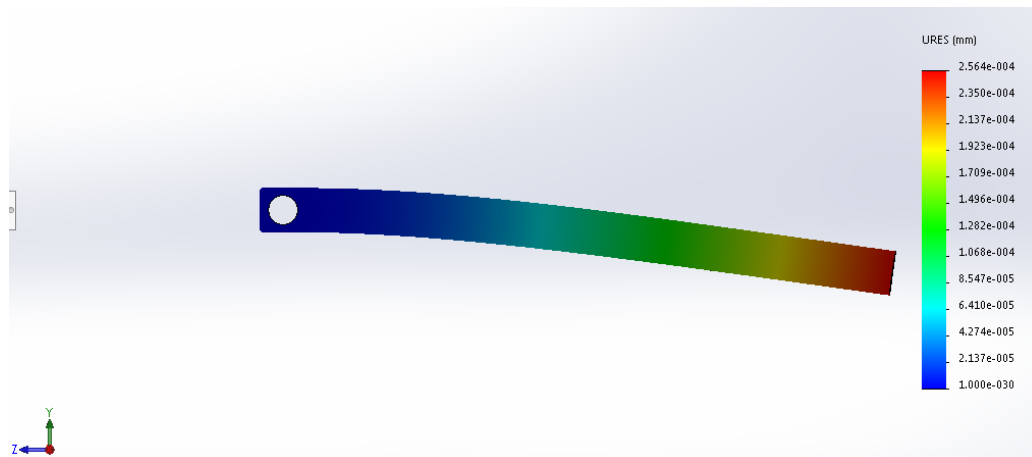


Vista isométrica



Vista lateral

Ya que se trata de un estudio a flexión, también se estudiarán los desplazamientos que sufre el brazo superior en su punto de máxima flexión.

Desplazamientos (mm)**Vista isométrica****Vista lateral**

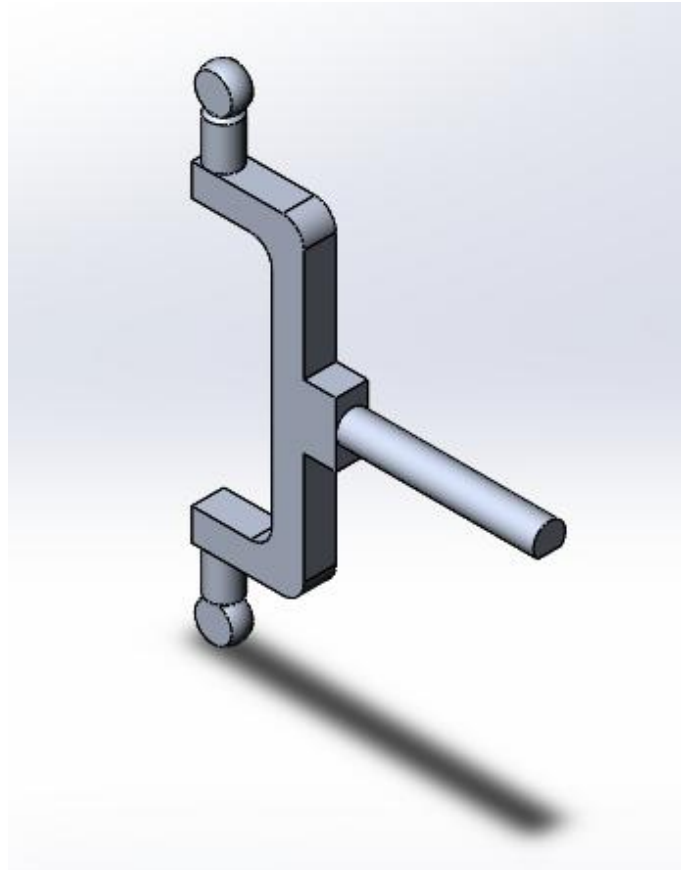
Como se puede apreciar en las dos anteriores imágenes, aunque el brazo inferior soporte menos carga a flexión que el superior (2250 N frente a 1963 N), el extremo del brazo inferior sufrirá mayores desplazamientos dado que tiene mayor longitud, por lo que se flexionará algo más.

En este caso concreto el desplazamiento máximo que sufrirá el brazo superior es de $2,564 \cdot 10^{-4}$ mm, más del doble que el brazo superior, aunque se sigue hablando de valores despreciables.

El brazo superior de acero A-286 (Súper Aleación a base de hierro) resistiría ante una carga máxima a flexión de 1963 N. Cumple con las exigencias del proyecto.

4. Mangueta

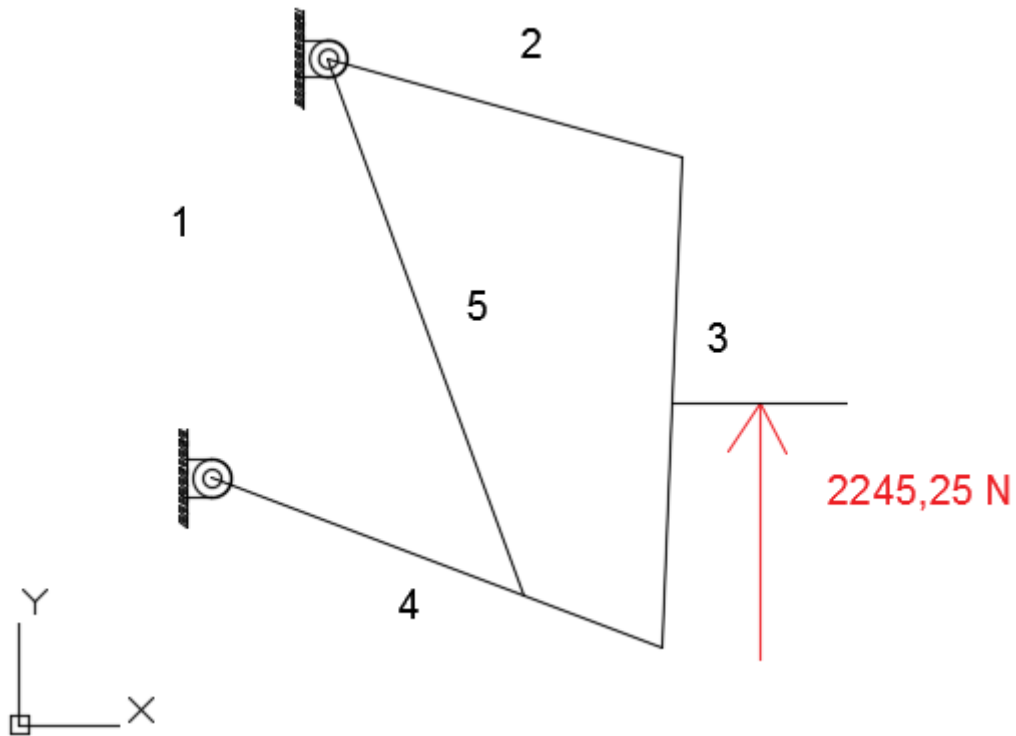
Para finalizar con el apartado de simulación del proyecto, solo falta por realizar la simulación de la mangueta. Este elemento principal de la suspensión en paralelogramo deformable es el primero es recibir la carga externa después de la rueda.



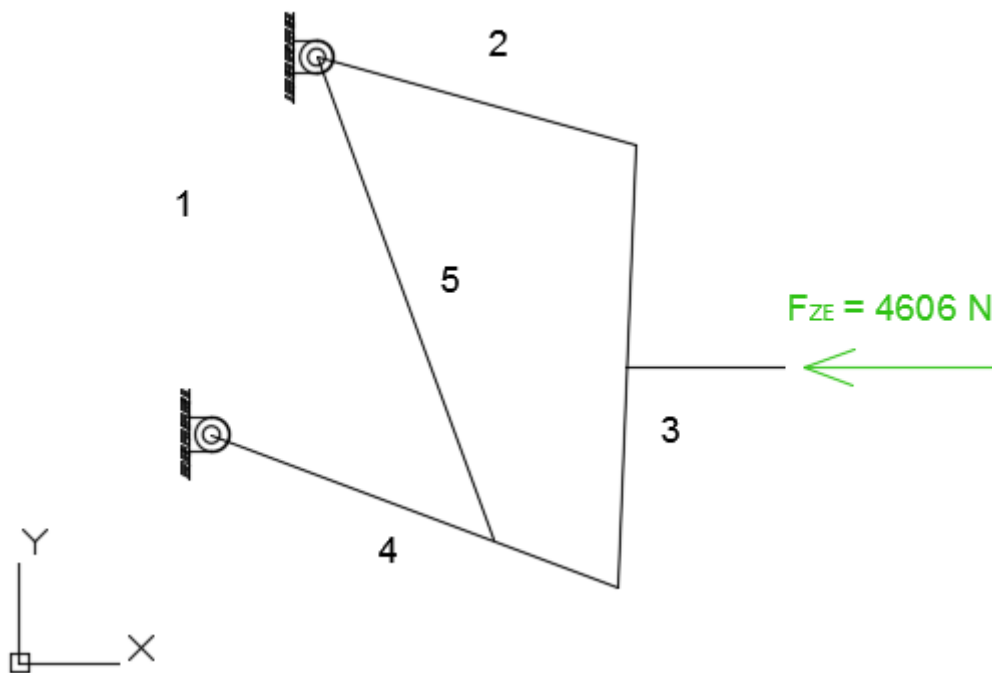
La mangueta soportará la carga directa N_2 obtenida en el apartado de análisis estático y dinámico del Anexo de Cálculos.

Al igual que el conjunto muelle-amortiguador se enfrenta a los casos de compresión y de tracción, la mangueta recibirá dos fuerzas de magnitud y sentido distinto:

- **En el estado de aceleración:** en este estado la mangueta recibirá una carga vertical positiva N_2 de 2245,25 N. Observar siguiente imagen:



- **En el paso por curva:** en el estado de paso por curva del vehículo la mangueta recibirá una carga horizontal negativa de 4606 N. Observar siguiente imagen:

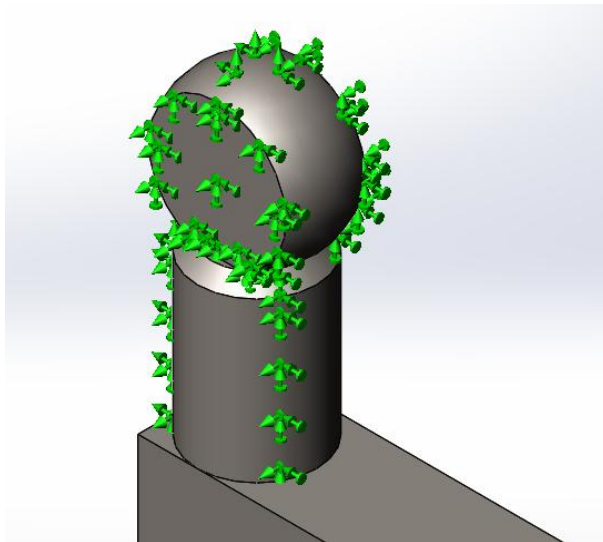


Por lo tanto, en el caso de la mangueta se deben realizar dos comprobaciones resistentes, una para cada caso.

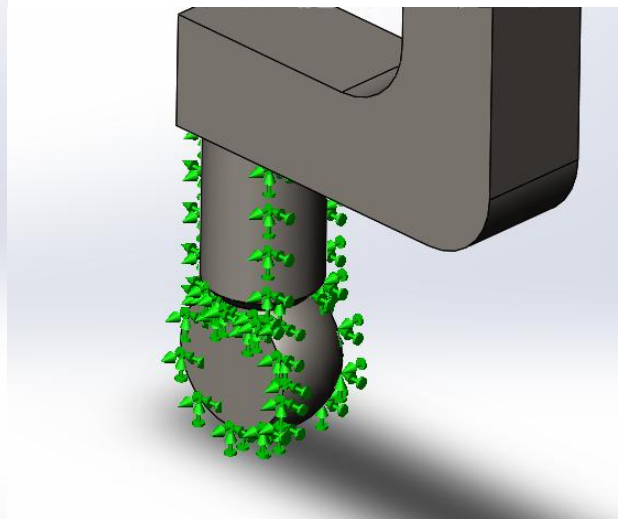
Sabiendo las cargas a aplicar en la simulación de la mangueta, el siguiente paso será trasladar estos resultados al programa de simulación. Para ello se llevará a cabo el mismo proceso que se ha utilizado para la simulación de los demás elementos que componen la suspensión.

4.1. Simulación

- **El material:** como ya se ha comentado anteriormente, el material que se aplicará será el Acero A-286 Súper Aleación a base de hierro.
- **Sujeciones:** la mangueta es el elemento que une el brazo superior con el brazo inferior, por lo que se definirán unas sujeciones fijas en los dos extremos.

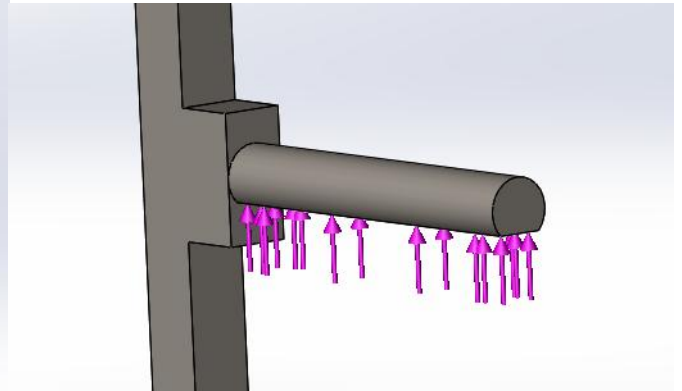
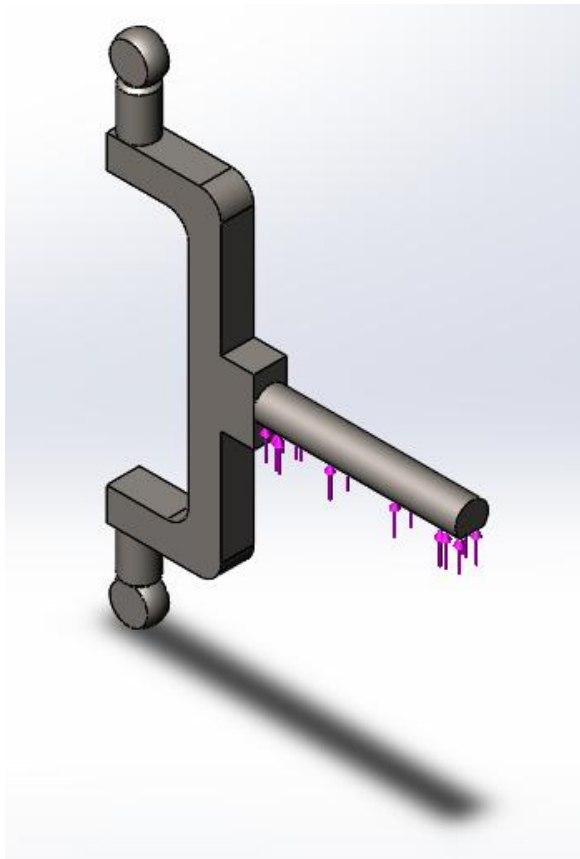


Sujeción del extremo superior

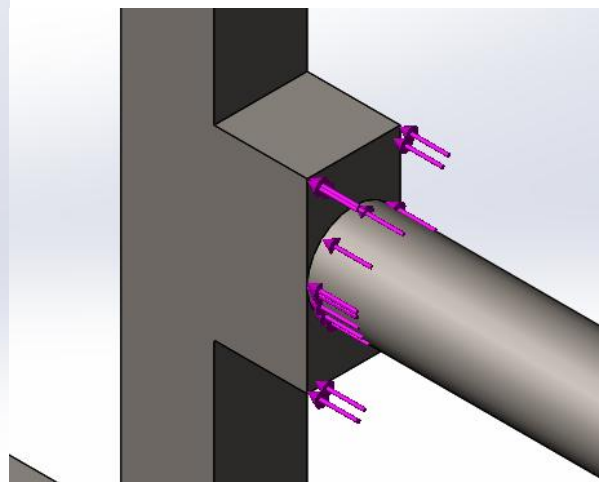
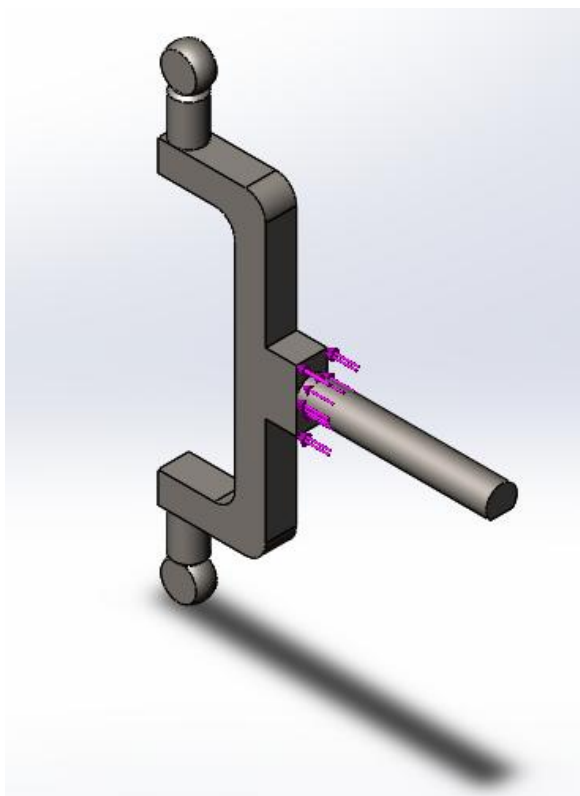


Sujeción del extremo inferior

- **Cargas externas:** como cargas externas se aplicarán las cargas del estado de aceleración y del paso por curva. Observar las siguientes imágenes:



CARGA ESTADO DE ACCELERACIÓN

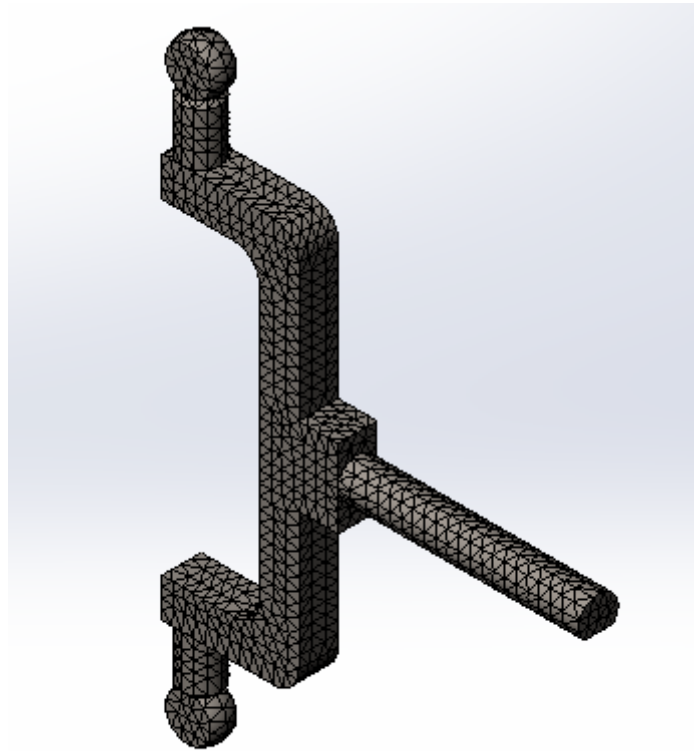


CARGA ESTADO DE PASO POR CURVA

$$F_{ACELERACIÓN} = 2245 \text{ N}$$

$$F_{PASO POR CURVA} = 4606 \text{ N}$$

- **Mallado:** Tras haber definido las configuraciones que tendrán las simulaciones de la mangueta tanto en el estado de aceleración como en el paso por curva, el siguiente paso a realizar es el mallado de la pieza. En la siguiente imagen se puede observar el mallado que se ha definido.



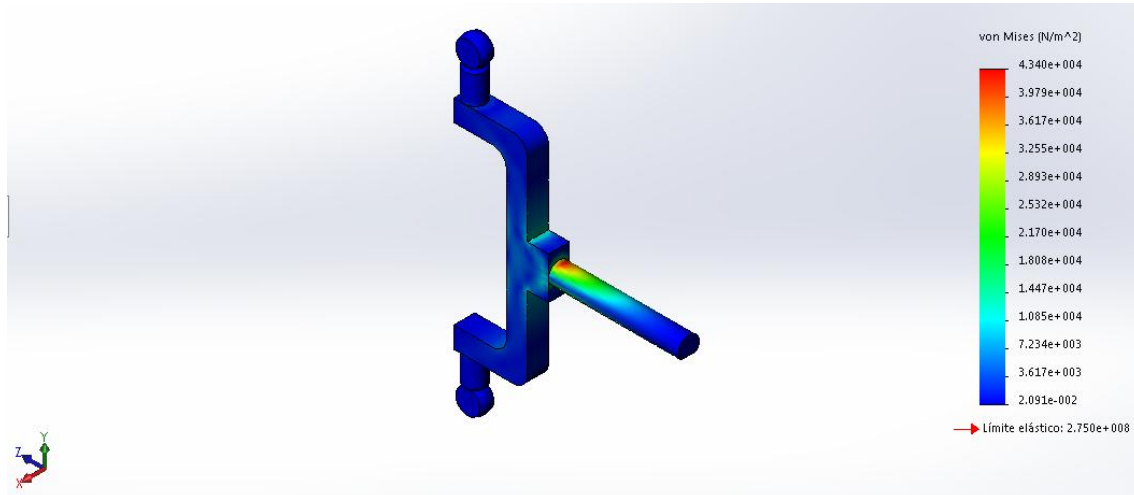
Mallado la mangueta

Una vez obtenida la malla se ejecutan los estudios y se obtienen los resultados de las tensiones Von Mises, los desplazamientos y las deformaciones que sufre la mangueta en los dos estados comentados anteriormente.

4.1.1. Simulación en aceleración

Se aplica una carga vertical positiva de 2245 N de fuerza y estos son los resultados obtenidos:

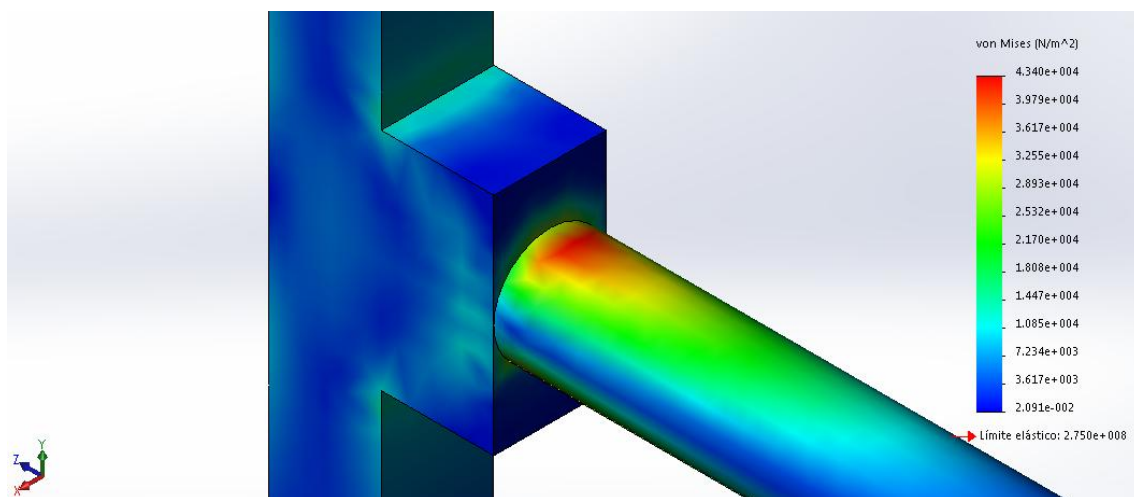
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $4,340 \cdot 10^4$ N/m²

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8$ N/m²

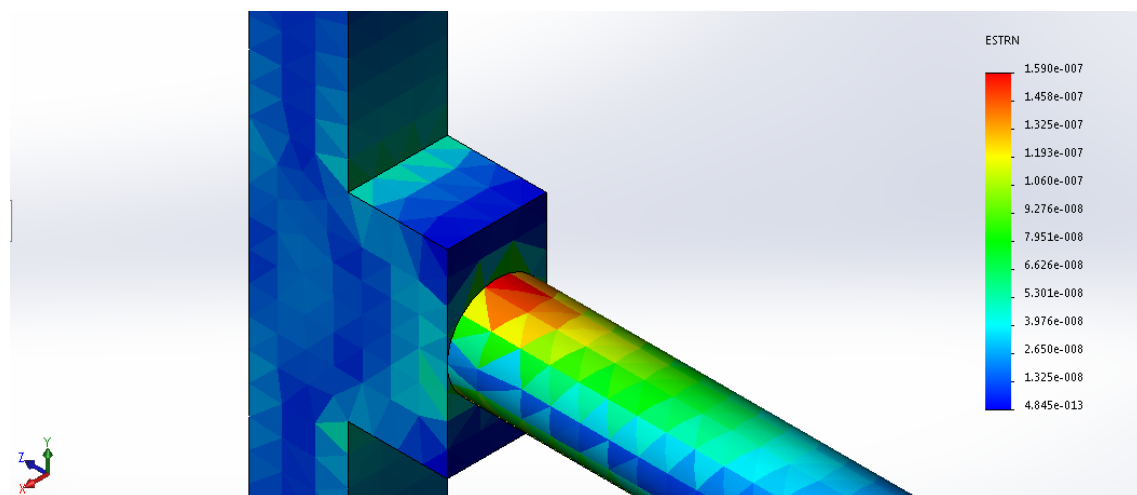
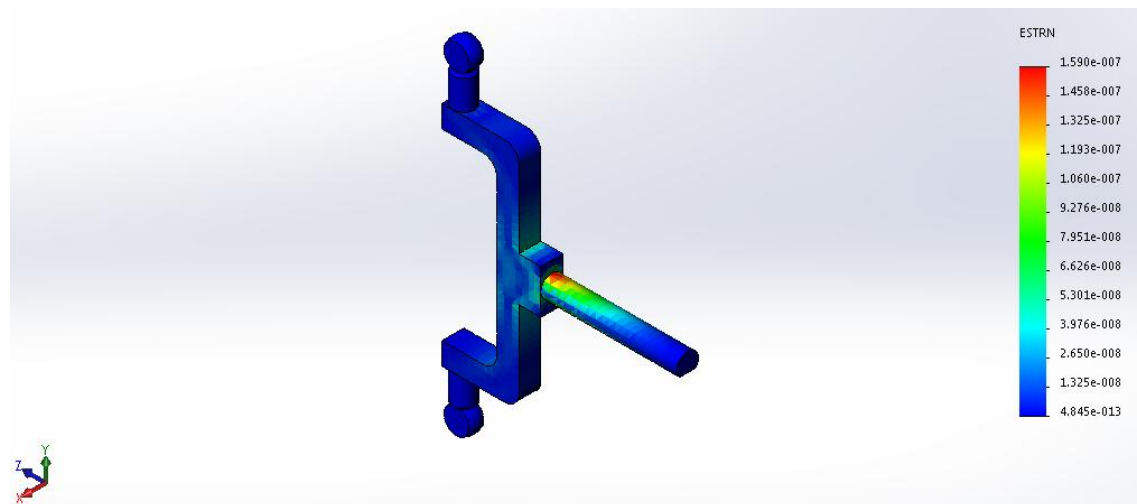
Como se puede apreciar en la imagen anterior la mangueta sufre una tensión localmente focalizada en la zona de conexión entre en eje de la rueda y el cuerpo base de la mangueta, en todo caso con valores aceptables, sin sobrepasar en ningún momento el límite elástico del material utilizado.



Visualmente se comprueba que el muelle resistiría ante una carga vertical positiva de 2245 N, por lo que cumple con las exigencias del proyecto.

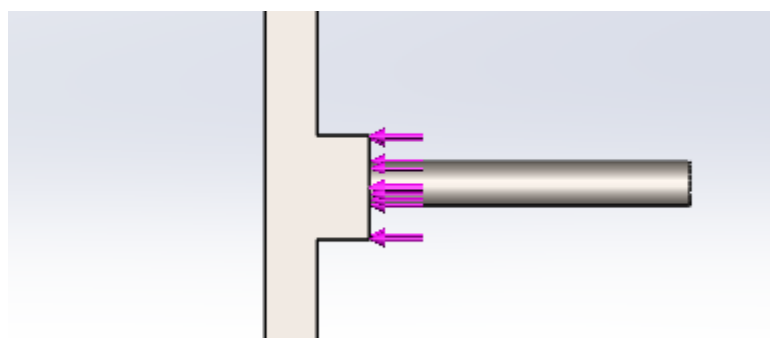
Al igual que con las tensiones de Von Mises, la mangueta sufrirá una deformación puntual. Observar siguientes imágenes:

Deformaciones unitarias

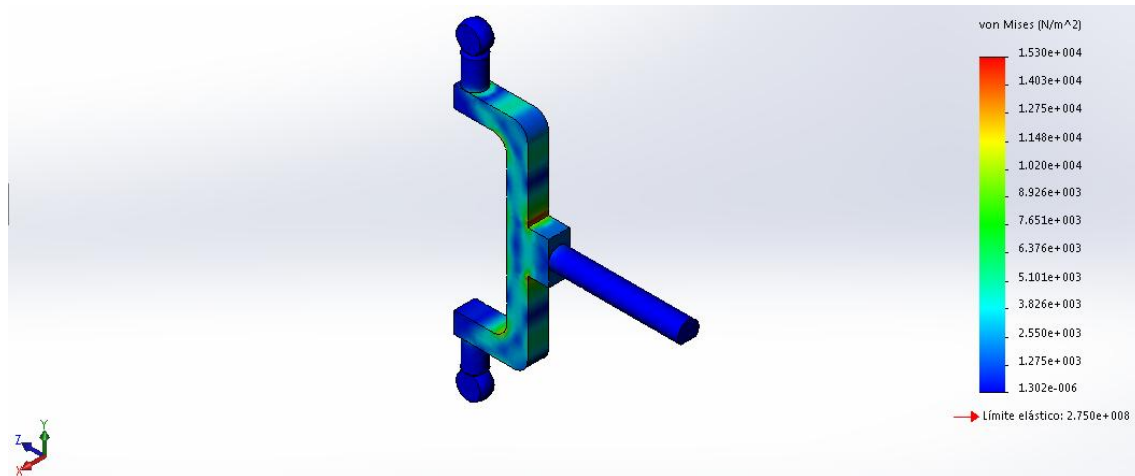


4.1.2. Simulación en paso por curva

En este apartado se seguirá el mismo procedimiento que en el anterior, pero en este caso se aplicará una fuerza lateral entrante de 4606 N.



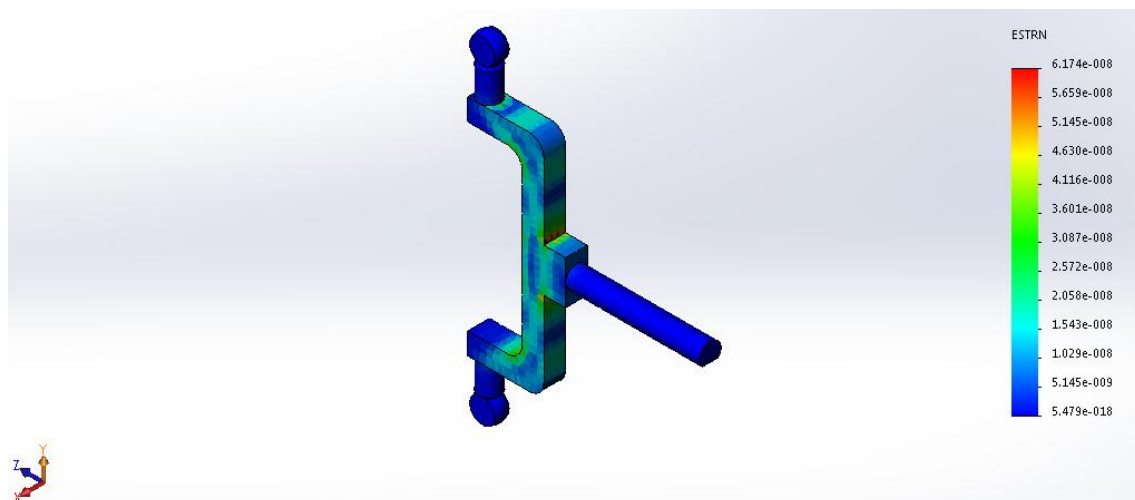
Tensiones Von Mises (N/m²)



La tensión de Von Mises máxima en este caso es de $1,530 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$

Su límite elástico es de $2,750 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$

Deformaciones unitarias



Como se puede apreciar en las dos imágenes anteriores, el conjunto muelle-amortiguador también resistiría ante una carga lateral de 4606 N, en ningún momento se supera el límite elástico.

En este caso las tensiones se reparten uniformemente por todo el cuerpo principal de la mangueta, no existiendo ninguna zona de tensiones focalizada como en el caso anterior.

5. Conclusiones

Se ha realizado una comprobación resistente de los 4 elementos principales que componen la suspensión en paralelogramo deformable ante las situaciones más desfavorables a las que se pueda ver enfrentada.

En todos los casos se ha hecho un sobredimensionamiento de las cargas a aplicar en las simulaciones. Esto quiere decir que se han aplicado cargas con un 3% más del valor de las fuerzas obtenidas en el anexo de cálculos. De esta manera se asegura que la suspensión cumpla con las exigencias del proyecto.

Como se ha podido observar, en ninguna de las simulaciones realizadas, salvo en la aplicación del aluminio 7075, se han obtenido resultados de tensiones, deformaciones y desplazamientos no aceptables, los cuales hubiesen requerido un replanteamiento de alguna de las variables del proyecto.

Por lo tanto, con esta comprobación resistente de la suspensión se cierra el círculo de la base del proyecto, quedando correctamente relacionados los apartados de diseño, de cálculo y de simulación.

PLANOS

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

17031-803G

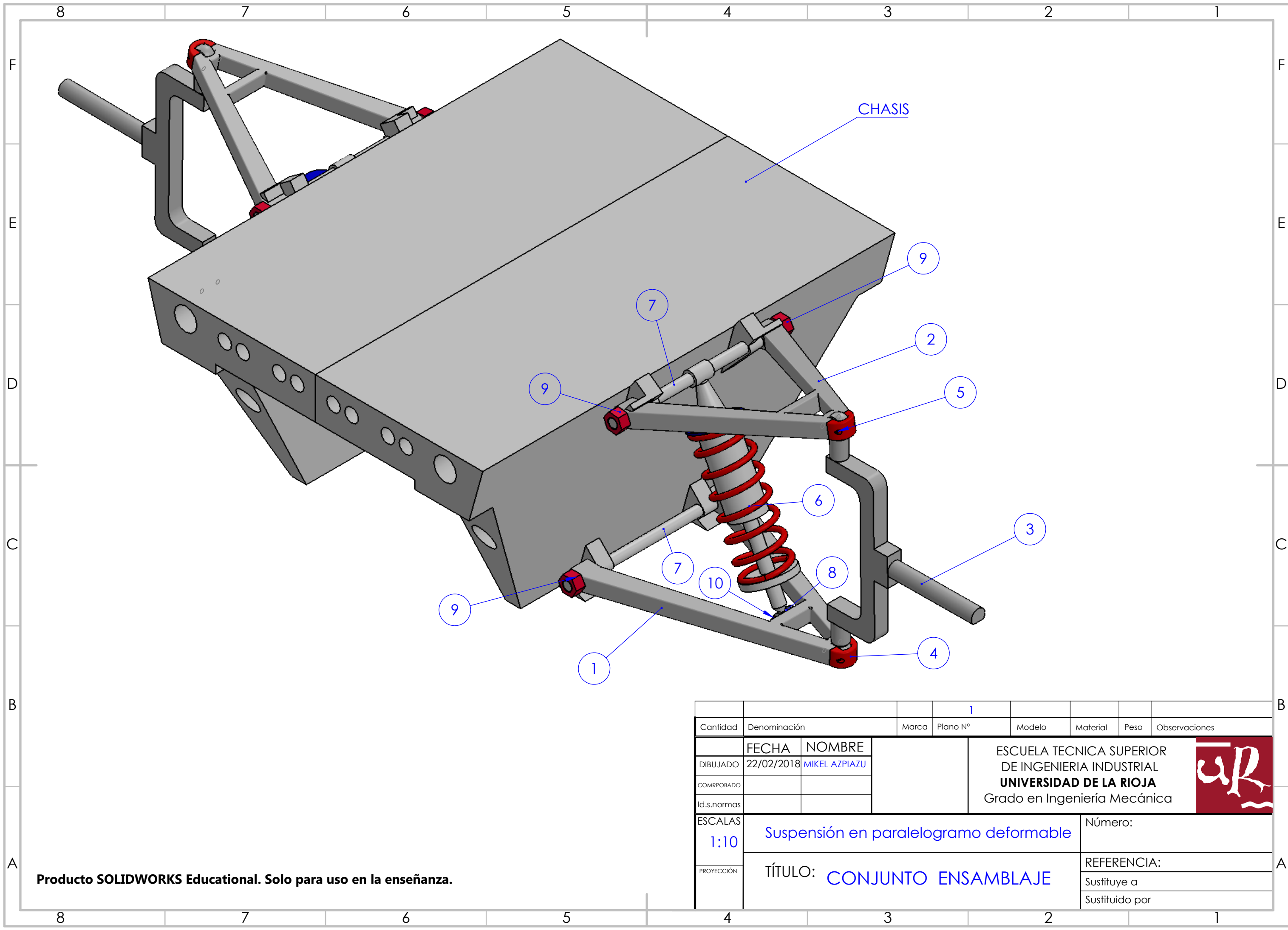
AUTOR: Mikel Azpiazu Barrios



**UNIVERSIDAD
DE LA RIOJA**

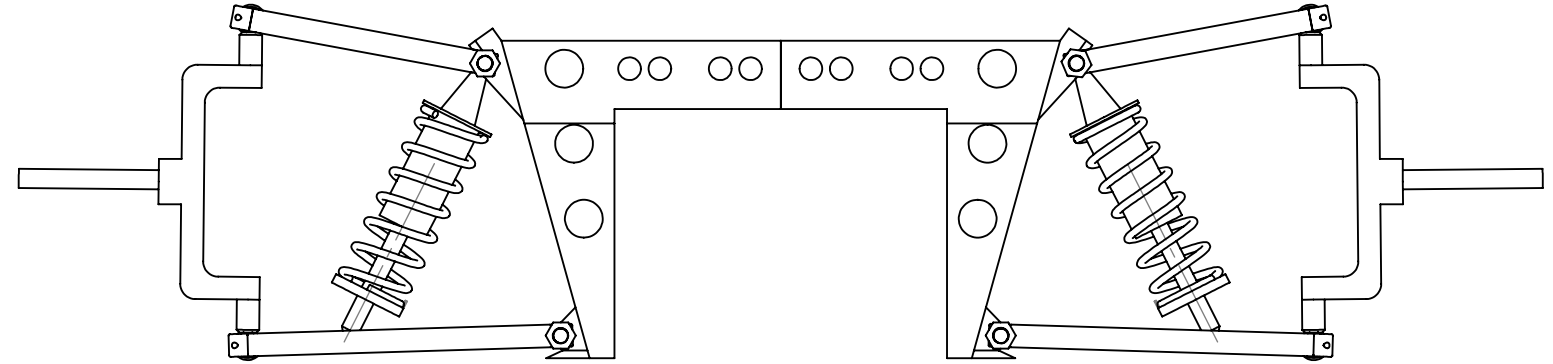
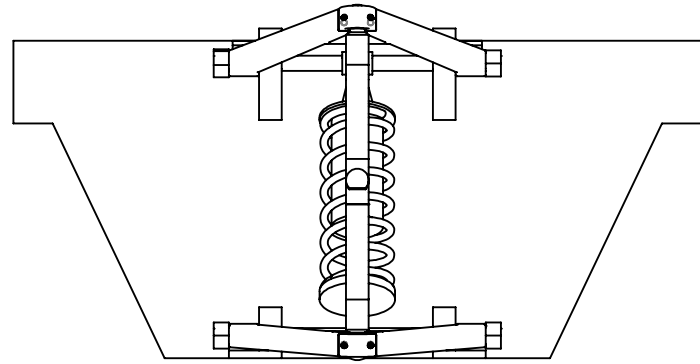
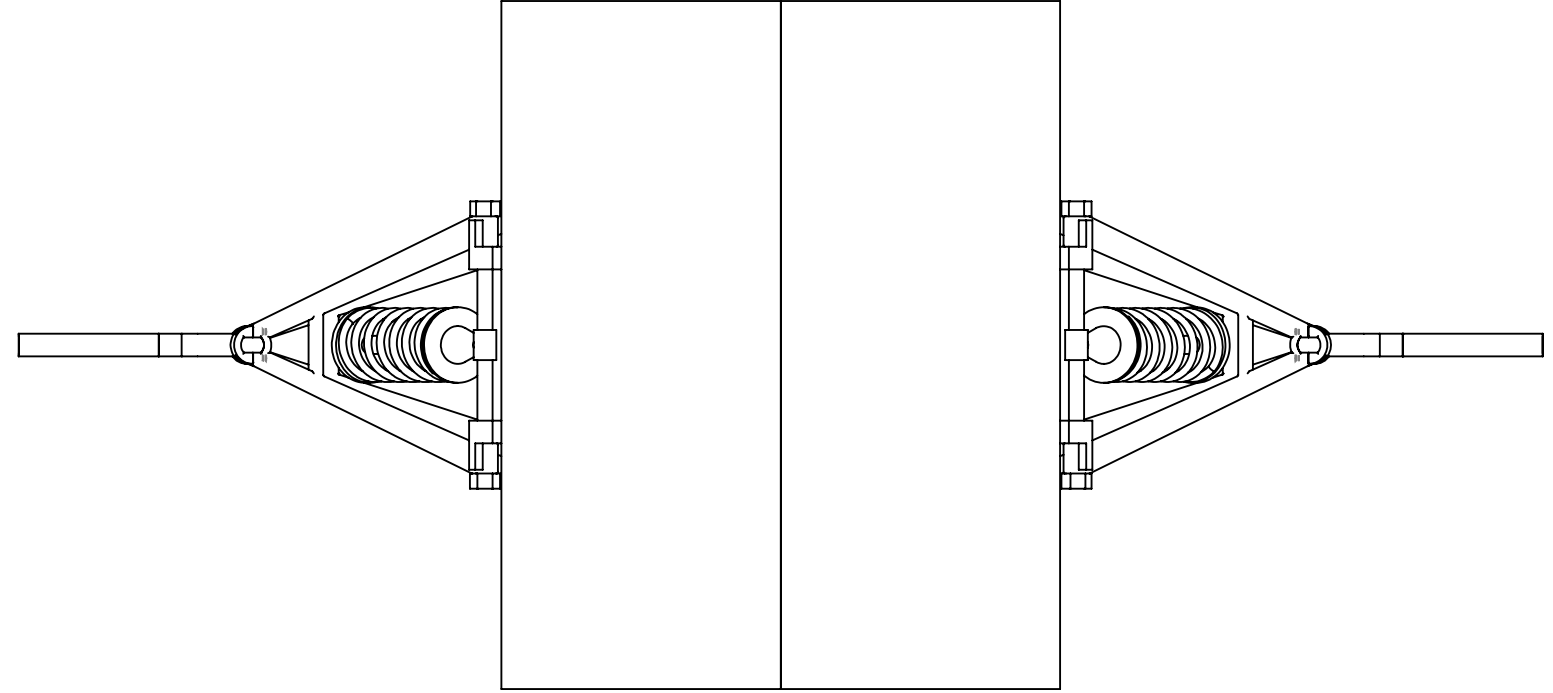
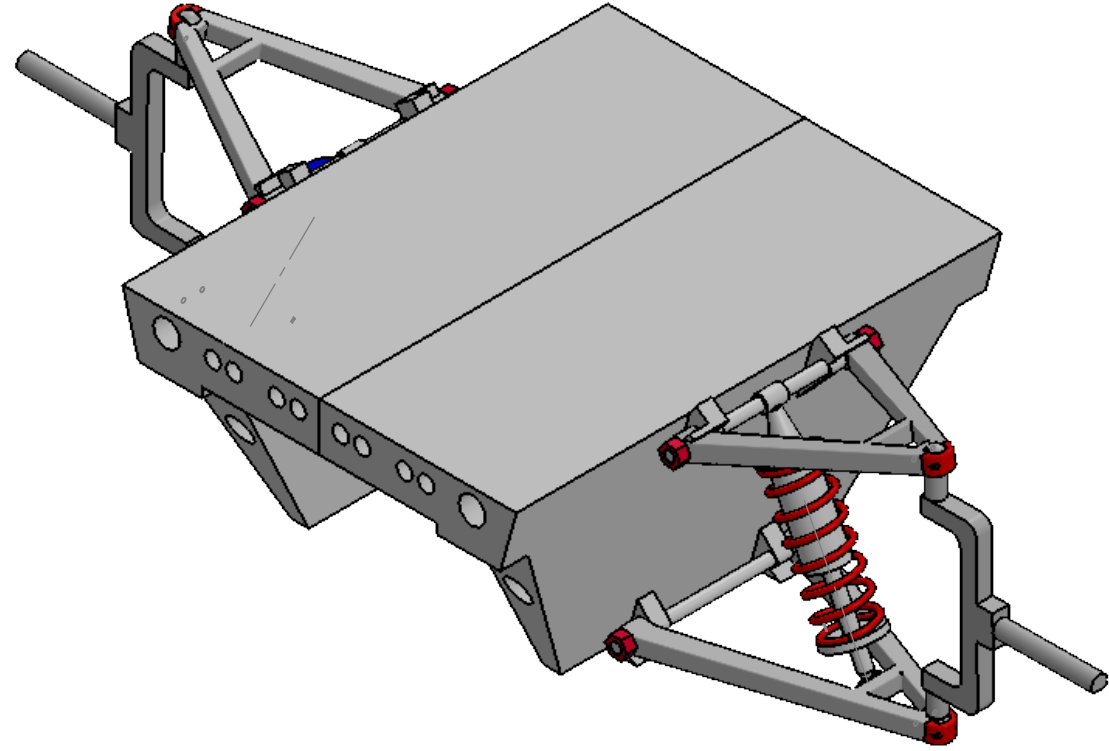
INDICE DE CONTENIDOS


PLANO 1. Conjunto con marcas	2
PLANO 2. Conjunto ensamblaje	3
PLANO 3. Brazo inferior	4
PLANO 4. Brazo superior	5
PLANO 5. Mangueta	6
PLANO 6. Cierre brazos.....	7
PLANO 7. Tornillos de cierre	8
PLANO 8. Conjunto muelle-amortiguador	9
PLANO 9. Pasador chasis	10
PLANO 10. Pasador émbolo.....	11
PLANO 11. Tuerca chasis	12
PLANO 12. Tuerca émbolo.....	13
TABLA DE ELEMENTOS.....	14

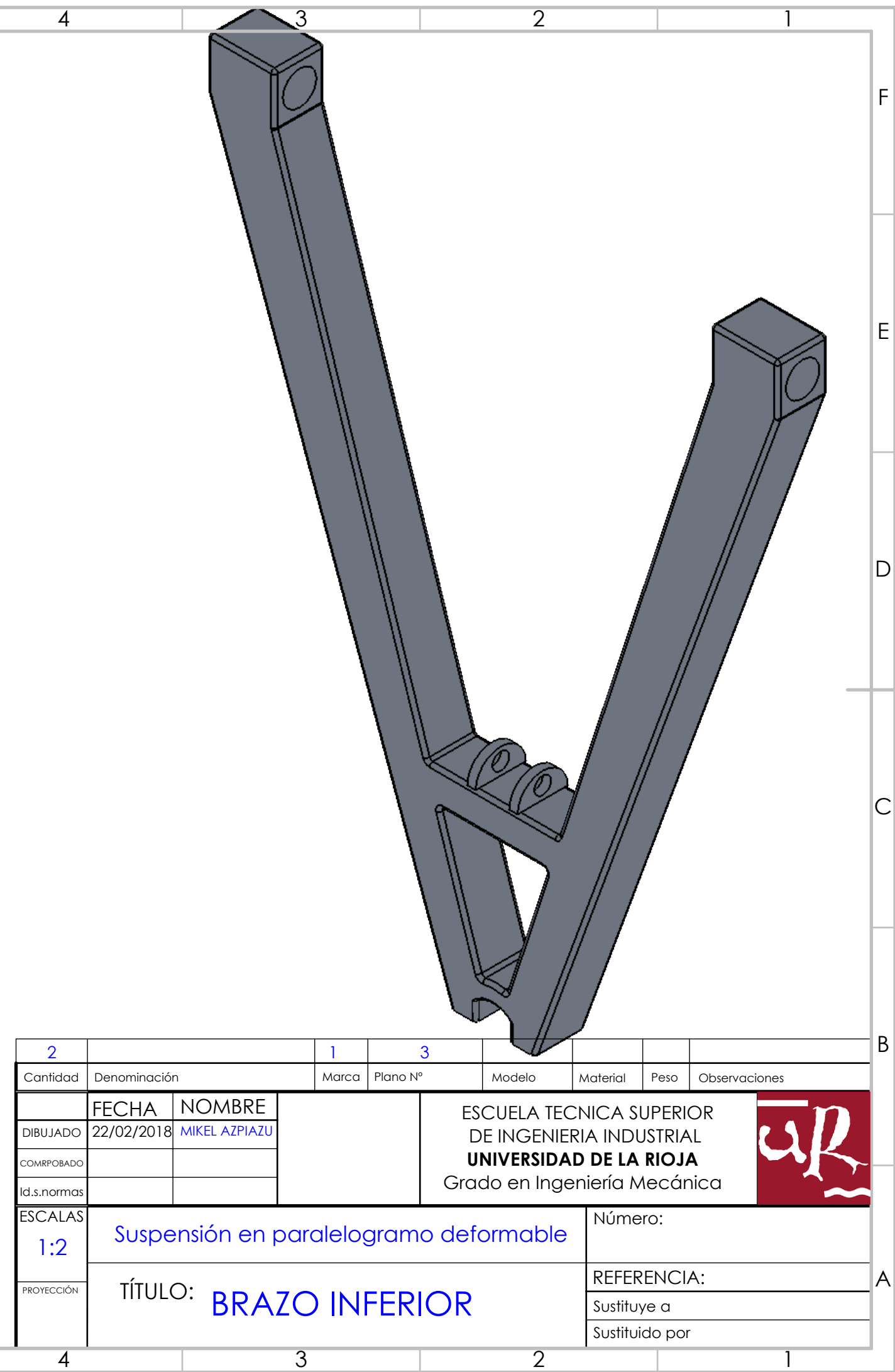
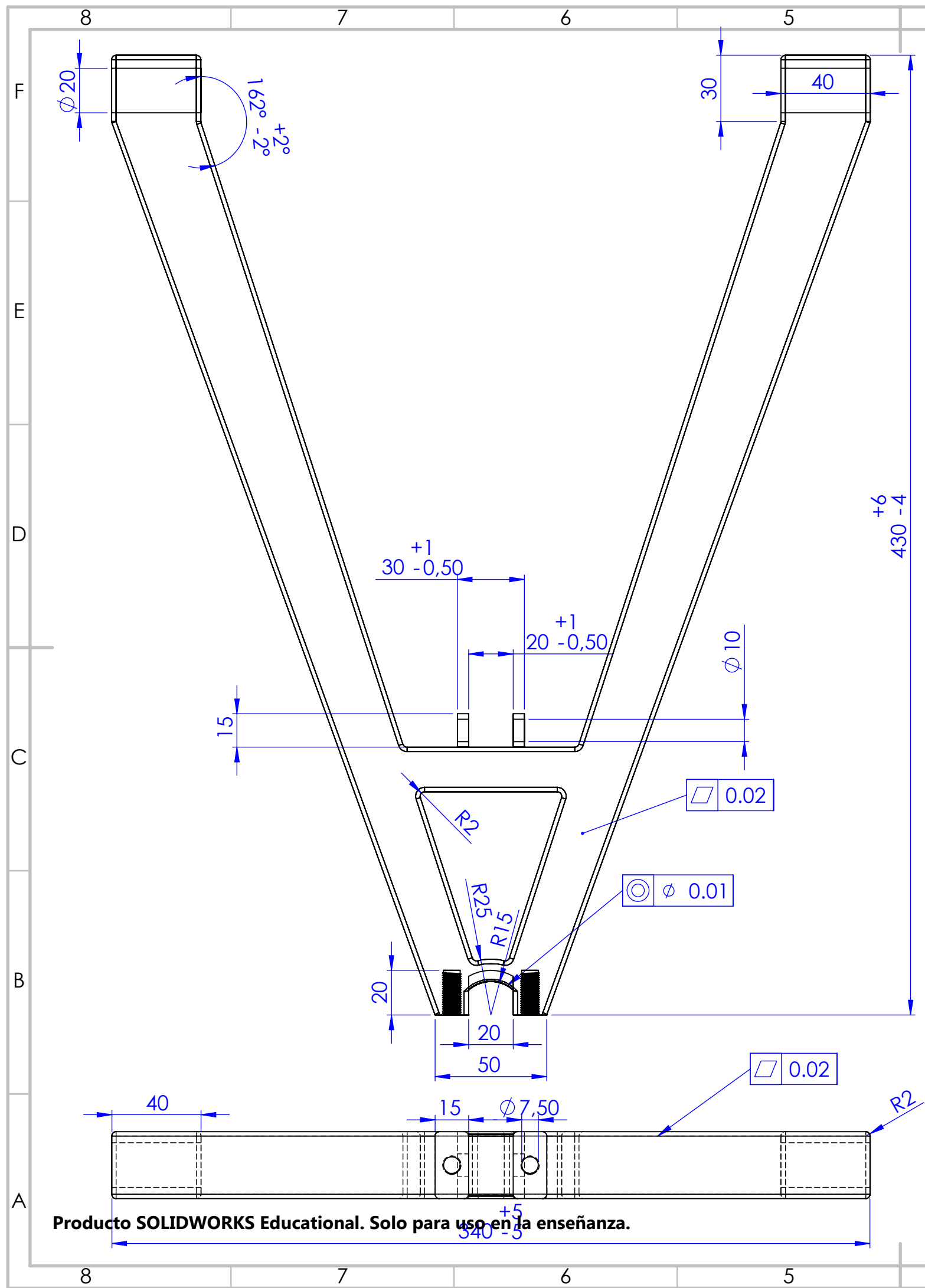


				1				
Cantidad	Denominación		Marca	Plano N°	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica			
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU						
COMPROBADO								
Id.s.normas								
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable					Número:		
1:10								
PROYECCIÓN	TÍTULO: CONJUNTO ENSAMBLAJE					REFERENCIA:		
						Sustituye a		
						Sustituido por		

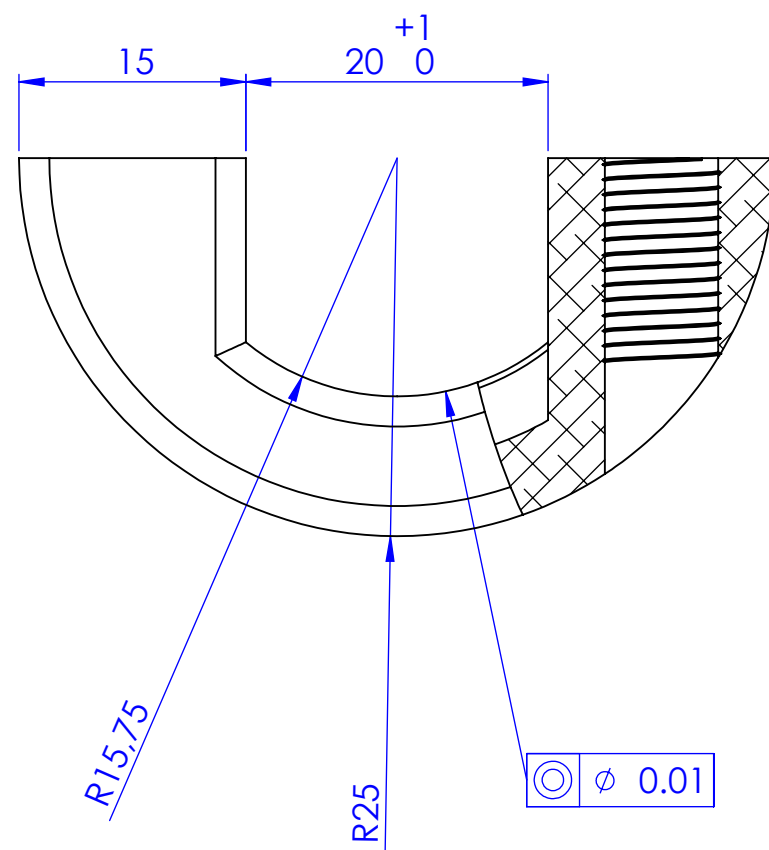
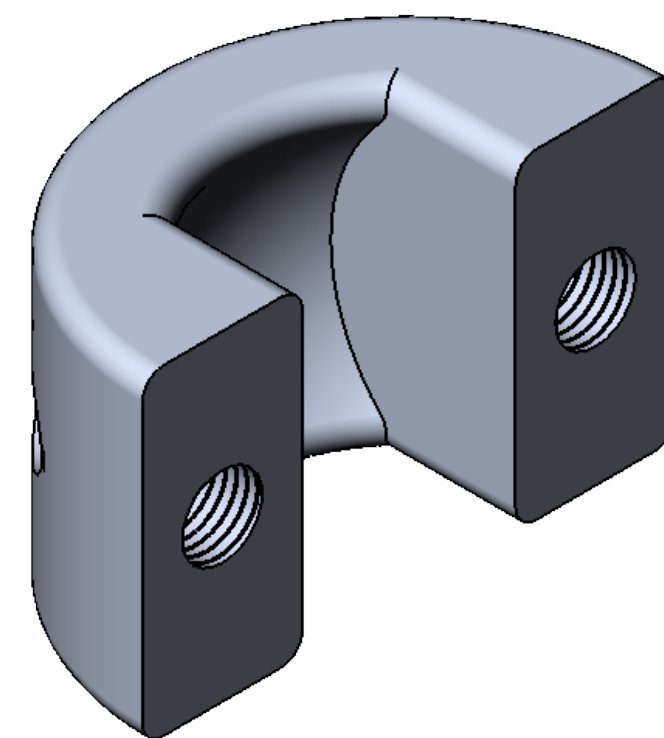
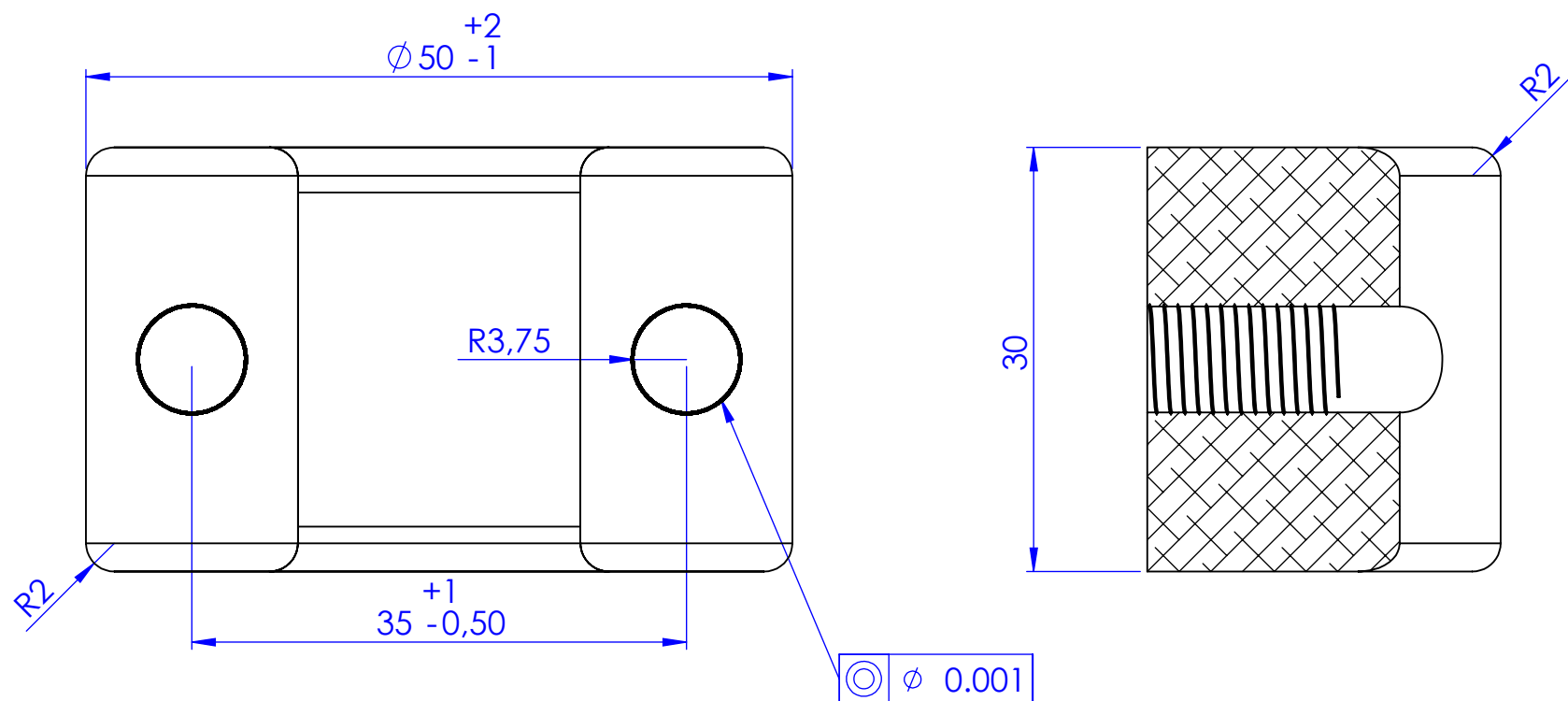




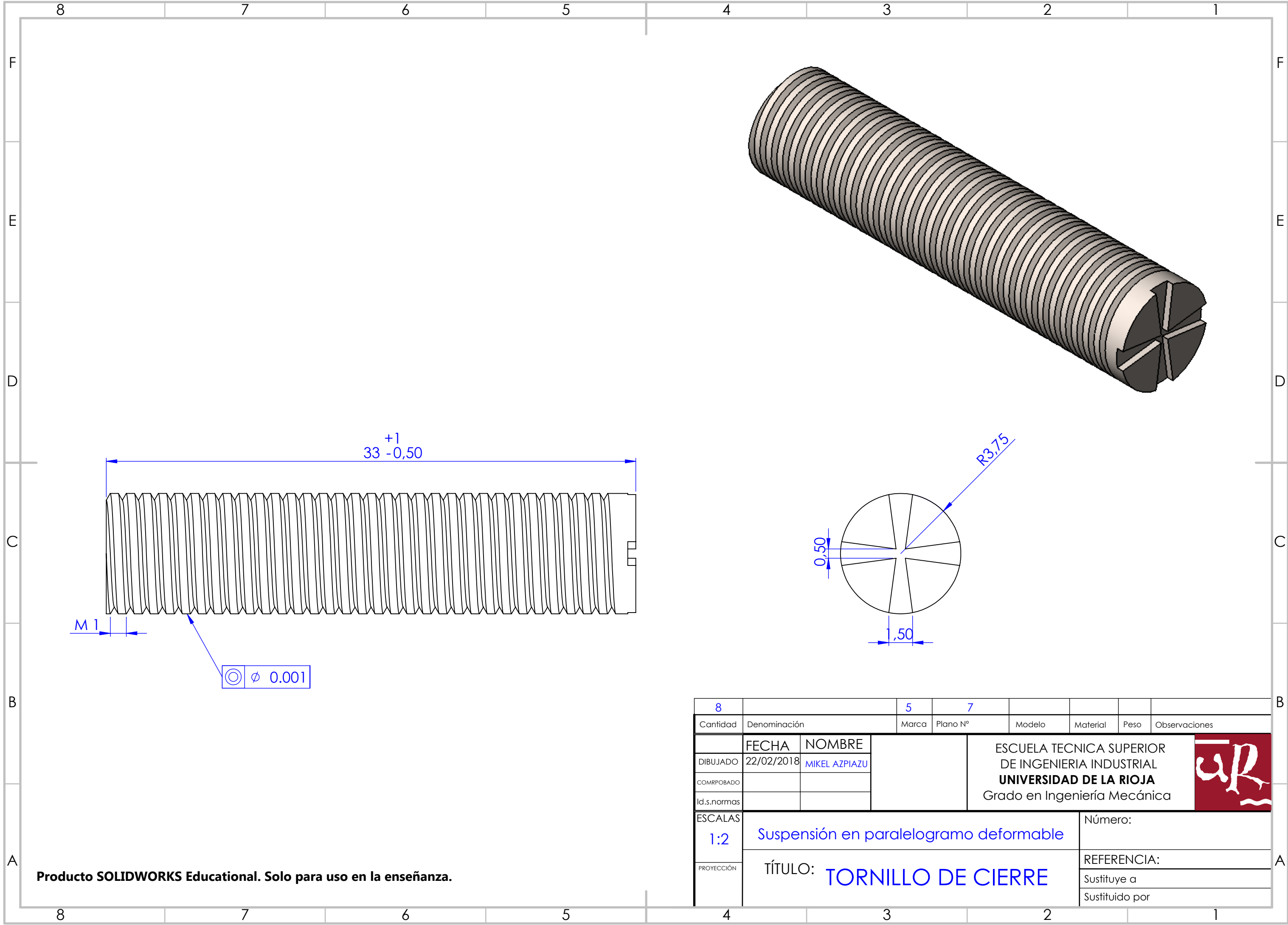
				2				
Cantidad	Denominación		Marca	Plano N°	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica			
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU						
COMPROBADO								
Id.s.normas								
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable					Número:		
1:5								
PROYECCIÓN	TÍTULO: VISTAS ENSAMBLAJE					REFERENCIA:		
						Sustituye a		
						Sustituido por		





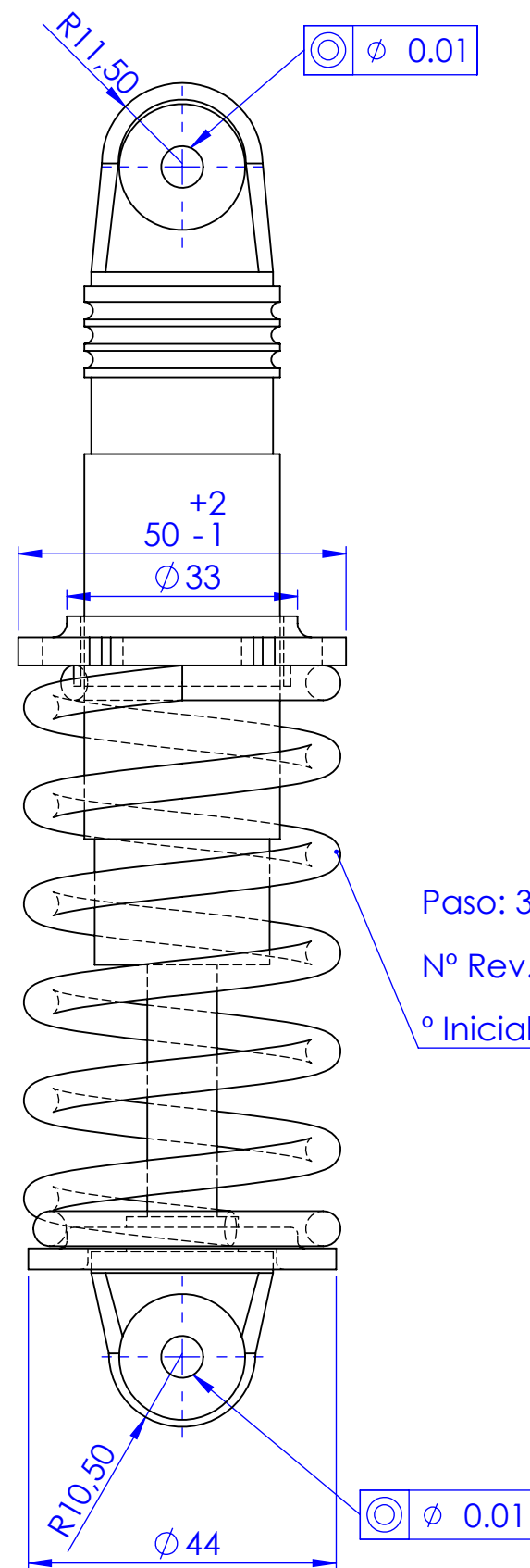
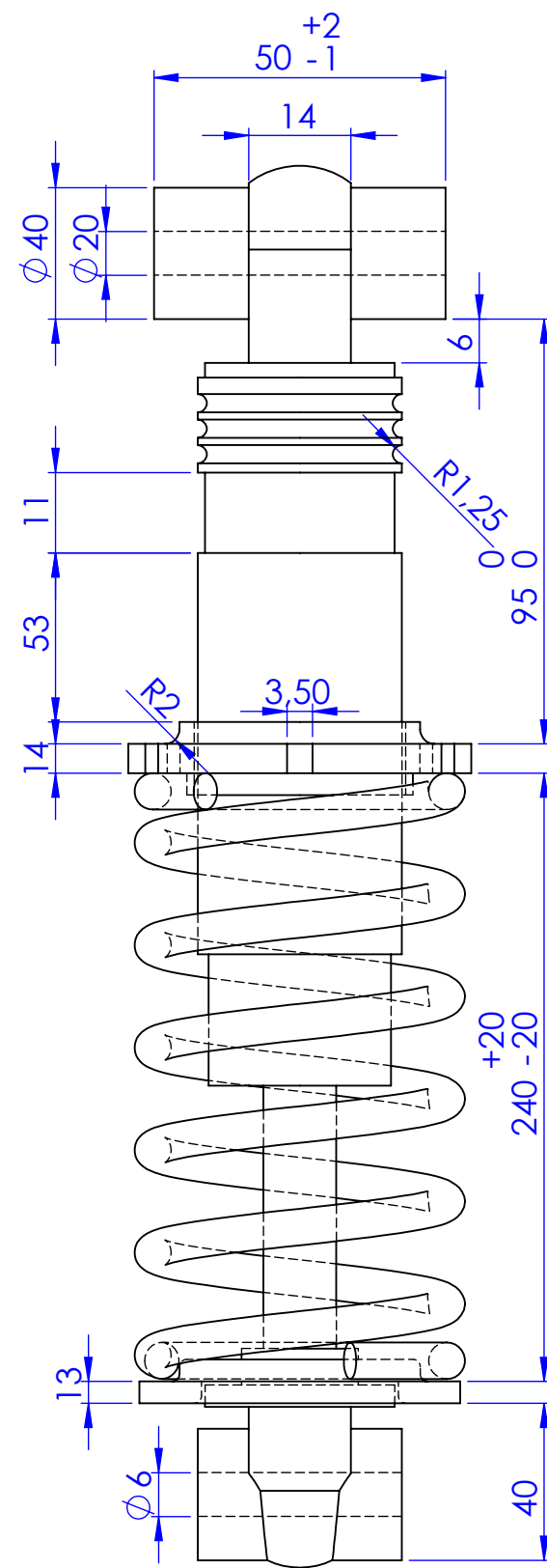


4		4	6					
Cantidad	Denominación		Marca	Plano Nº	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica			
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU						
COMPROBADO								
Id.s.normas								
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable				Número:			
1:2								
PROYECCIÓN	TÍTULO: CIERRE BRAZOS				REFERENCIA:			
					Sustituye a			
					Sustituido por			

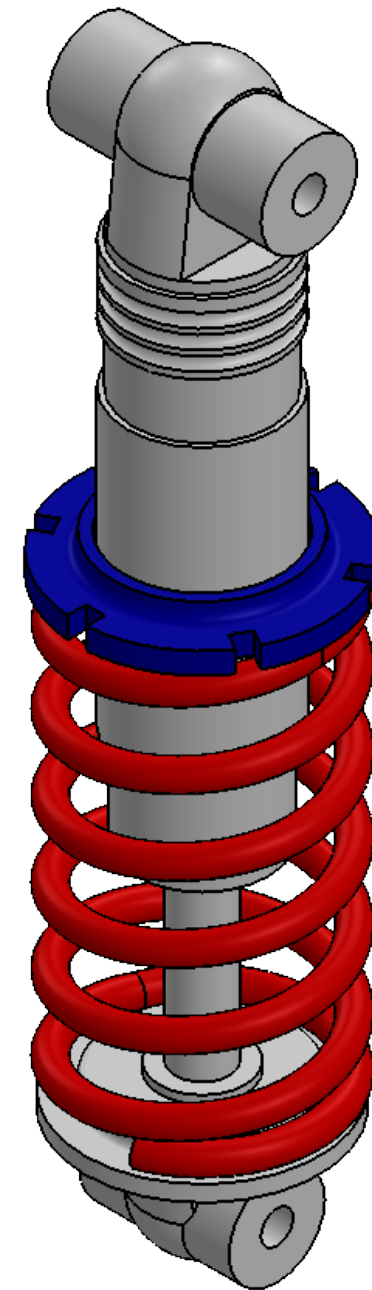



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

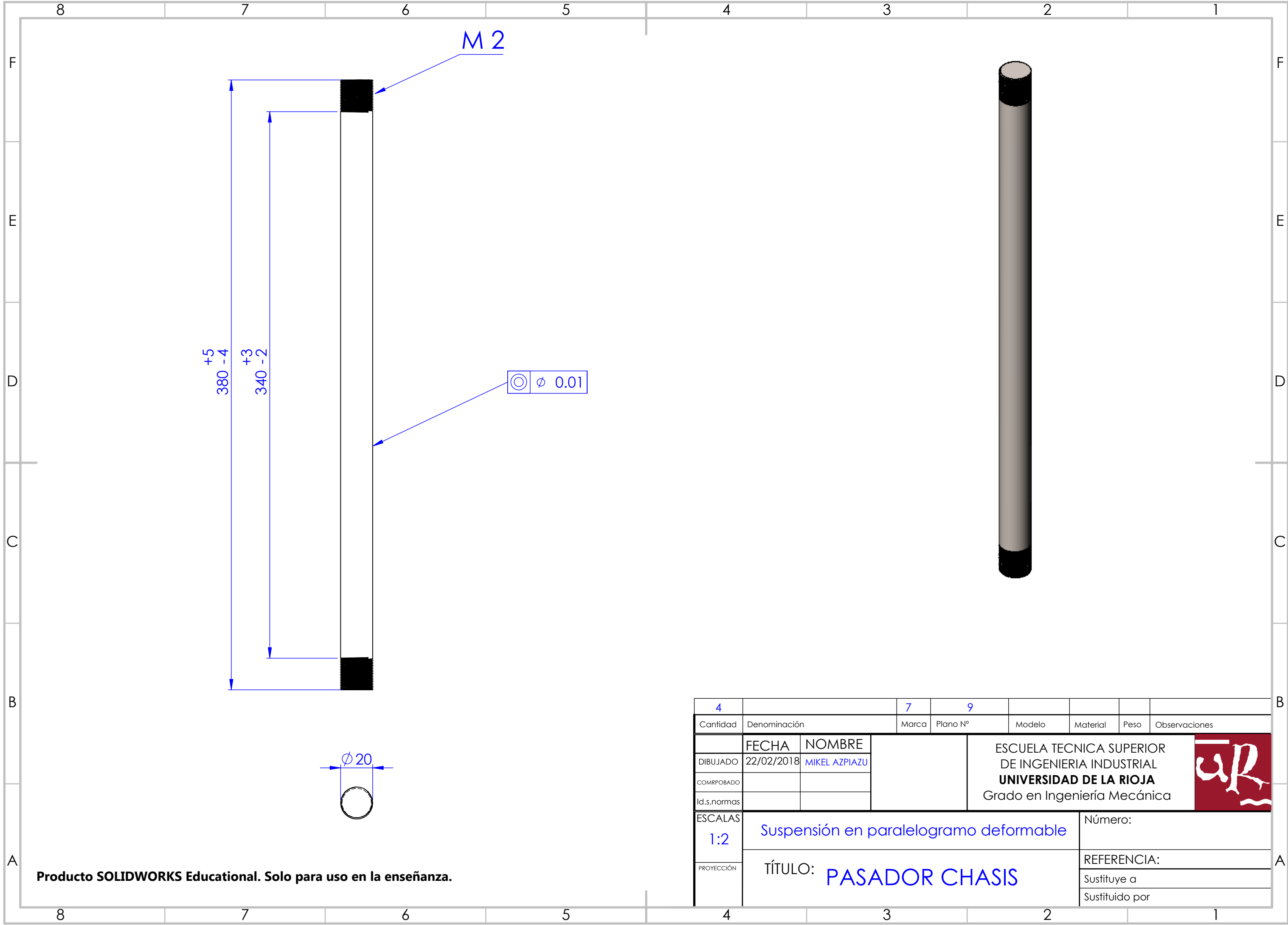
8			5	7				
Cantidad	Denominación		Marca	Plano N°	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica			
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU						
COMPROBADO								
Id.s.normas								
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable					Número:		
1:2								
PROYECCIÓN	TÍTULO: TORNILLO DE CIERRE					REFERENCIA:		
						Sustituye a		
						Sustituido por		



Paso: 37mm
Nº Rev.: 7,5
º Inicial: 225º

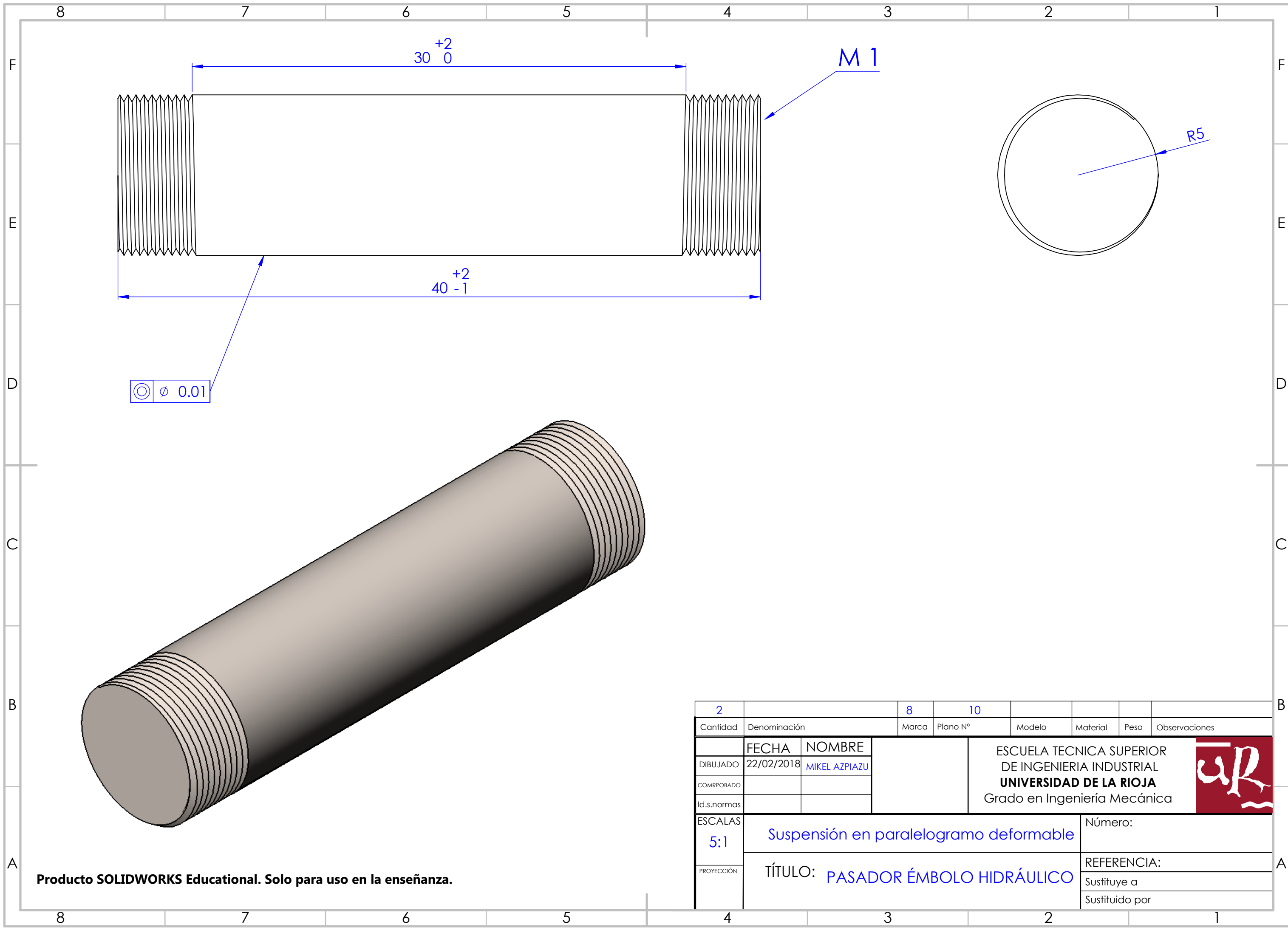


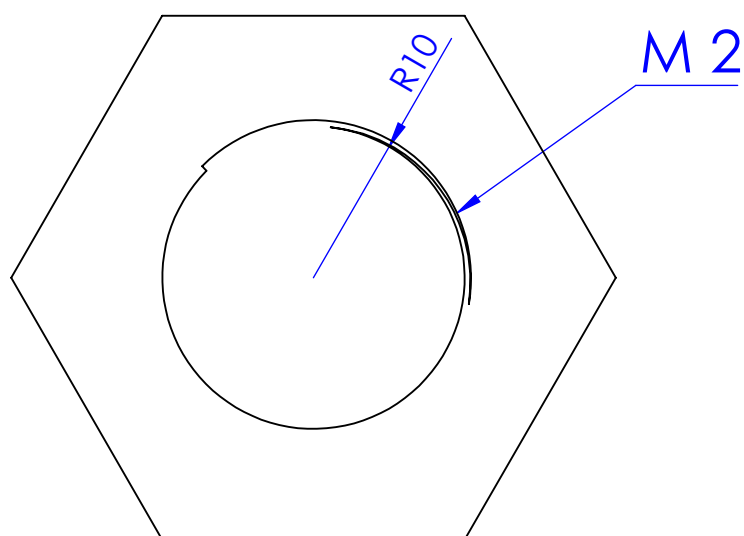
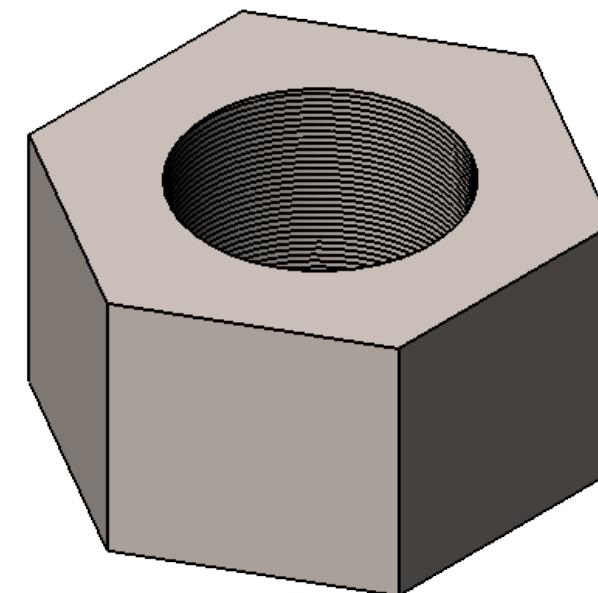
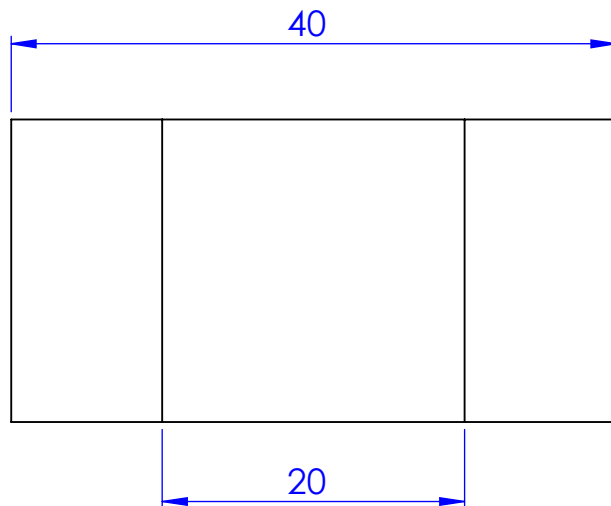
2			6	8				
Cantidad	Denominación		Marca	Plano N°	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica			
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU						
COMPROBADO								
Id.s.normas								
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable					Número:		
2:1								
PROYECCIÓN	TÍTULO: CONJUNTO MUELLE-AMORTIGUADOR					REFERENCIA:		
						Sustituye a		
						Sustituido por		




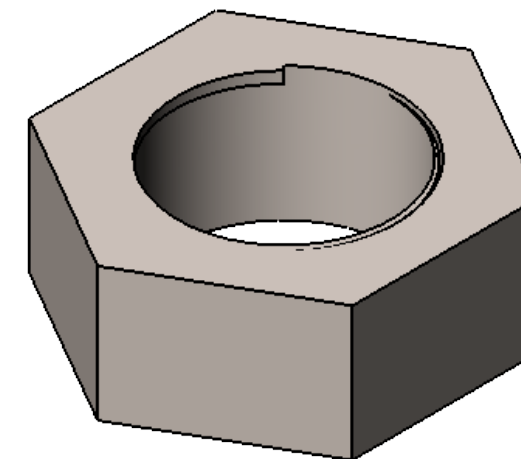
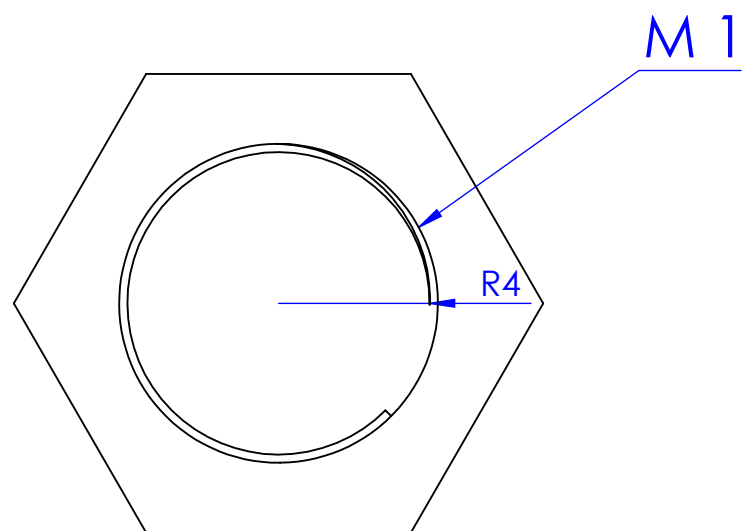
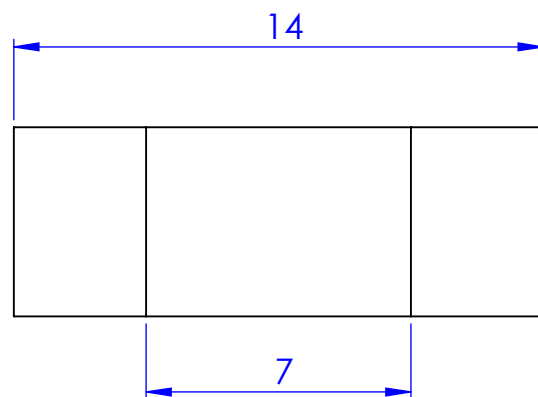
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

4			7	9				
Cantidad	Denominación		Marca	Plano N°	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica			
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU						
COMPROBADO								
Id.s.normas								
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable					Número:		
1:2								
PROYECCIÓN	TÍTULO: PASADOR CHASIS					REFERENCIA:		
						Sustituye a		
						Sustituido por		





8		9	11					
Cantidad	Denominación		Marca	Plano N°	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica			
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU						
COMPROBADO								
Id.s.normas								
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable				Número:			
2:1								
PROYECCIÓN	TÍTULO: TUERCA CHASIS				REFERENCIA:			
					Sustituye a			
					Sustituido por			



4		10	12				
Cantidad	Denominación	Marca	Plano N°	Modelo	Material	Peso	Observaciones
	FECHA	NOMBRE			ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERIA INDUSTRIAL UNIVERSIDAD DE LA RIOJA Grado en Ingeniería Mecánica		
DIBUJADO	22/02/2018	MIKEL AZPIAZU					
COMPROBADO							
Id.s.normas							
ESCALAS	Suspensión en paralelogramo deformable				Número:		
5:1							
PROYECCIÓN	TÍTULO: TUERCA ÉMBOLO				REFERENCIA:		
					Sustituye a		
					Sustituido por		

TABLA DE ELEMENTOS

SUSPENSIÓN EN PARALELOGRAMO DEFORMABLE

CANTIDAD	DENOMINACIÓN	MARCA	PLANO nº	MATERIAL	PESO(kg)	PESO TOTAL(kg)
2	BRAZO INFERIOR	1	3	Acero A286	2,425	4,85
2	BRAZO SUPERIOR	2	4	Acero A286	1,85	3,7
2	MANGUETA	3	5	Acero A286	1,95	3,9
4	CIERRE BRAZOS	4	6	Acero INOX	0,05	0,2
8	TORNILLO DE CIERRE	5	7	Acero INOX	0,01	0,08
2	MUELLE-AMORTIGUADOR	6	8	Acero A286	2,72	5,44
2	PASADOR CHASIS	7	9	Acero INOX	0,93	1,86
2	PASADOR ÉMBOLO	8	10	Acero INOX	0,02	0,04
8	TUERCA CHASIS	9	11	Acero INOX	0,1	0,8
4	TUERCA ÉMBOLO	10	12	Acero INOX	0,02	0,08
					TOTAL KG A286	17,89
					TOTAL KG INOX	3,06
					TOTAL	20,95

PLIEGO DE CONDICIONES

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

17031-803G

AUTOR: Mikel Azpiazu Barrios



**UNIVERSIDAD
DE LA RIOJA**

INDICE DE CONTENIDOS

PLIEGO DE CONDICIONES

1.	Objeto	1
2.	Descripción del producto.....	2
3.	Especificaciones técnicas de los materiales.....	2
3.1.	Calidades mínimas a exigir.....	2
3.1.1.	Acero A286.....	2
3.1.2.	Acero inoxidable AISI 316	3
4.	Ejecución del proyecto	3
4.1.	Trabajos previos.....	3
4.1.1.	Selección de materias primas	3
4.1.2.	Irregularidades en los materiales.....	4
4.2.	Proceso productivo	4
4.2.1.	Volumen de producción.....	4
4.2.2.	Manipulación de los materiales y condiciones de trabajo.....	4
4.2.3.	Controles de calidad	5
5.	Reglamentación y normativa	5
6.	Aspectos del contrato	6
6.1.	Documentos que definen el proyecto	6
6.2.	Contradicciones y omisiones de la documentación.....	6
6.3.	Disposiciones generales.....	6
6.3.1.	Director	6
6.3.2.	Contratista	7
6.4.	Medición	7

1. Objeto

El presente pliego de condiciones tiene la finalidad de establecer las condiciones técnicas bajo las cuales se llevará a cabo la fabricación de suspensión descrita en este proyecto. Del cumplimiento de las siguientes condiciones dependerá la calidad del producto final.

A continuación, se desarrollan estas exigencias atendiendo por un lado a las calidades de los materiales empleados en la fabricación, y por otro a los propios métodos de fabricación requeridos para la obtención del producto final.

2. Descripción del producto

El presente documento desarrolla el diseño, cálculo y simulación de una suspensión trasera en paralelogramo deformable orientada a competición. El modelizado se ha realizado exclusivamente para un modelo de coche específico, por lo que se descarta una futura fabricación en serie del producto que describe el proyecto.

Tras haber realizado el diseño, cálculo y comprobación resistente de las diferentes piezas y elementos que componen la suspensión, la finalidad del presente proyecto es la de lograr su fabricación final.

Por lo tanto, todos los gastos posteriores que acarrearían la instalación y puesta en marcha de la suspensión en el vehículo escogido, junto con el gasto de la posible compra del vehículo quedarían exentos en el presupuesto del proyecto.

Por otro lado, durante la fabricación se emplearán los siguientes equipos y herramientas:

- Herramientas básicas
- Recortadora
- Fresadora de control numérico
- Compresor
- Torno de control numérico

3. Especificaciones técnicas de los materiales

A continuación, se recogen las especificaciones y/o normas que deben cumplir los materiales empleados en la suspensión de tipo paralelogramo deformable nombrados anteriormente.

3.1. Calidades mínimas a exigir

3.1.1. Acero A286

Acero A286 (Súper Aleación a base de hierro). Los sólidos y componentes de los 4 elementos principales serán de este material.

Propiedades mecánicas A286 Súper Aleación a base de hierro

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	201000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.31	N/D
Módulo cortante	77000	N/mm ²
Densidad de masa	7920	kg/m ³
Límite de tracción	620	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	275	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.65e-005	/K
Conductividad térmica	15.1	W/(m·K)

Con el fin de asegurar un buen comportamiento del material, los valores de las propiedades del material seleccionado para la fabricación no deberán ser inferiores a los citados en la tabla.

3.1.2. Acero inoxidable AISI 316

El material empleado para los demás elementos secundarios como los tornillos, los cierres de los brazos, los pasadores o las tuercas será el acero inoxidable AISI 316.

Nombre de propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1.9e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.29	NA
Módulo cortante	7.5e+010	N/m ²
Densidad	8000	kg/m ³
Límite de tracción	5.1702e+008	N/m ²
Límite elástico	2.0681e+008	N/m ²
Coefficiente de dilatación térmica	1.8e-005	/Kelvin
Conductividad térmica	16	W/(m.K)
Calor específico	500	J/(kg.K)

Con el fin de asegurar su comportamiento, los valores de las propiedades del material seleccionado para la fabricación no deberán ser inferiores a los citados en la tabla.

4. Ejecución del proyecto

En este apartado se describen los modos de actuación durante las diferentes etapas del proceso productivo, así como en el abastecimiento de materias primas y en los controles de calidad del producto terminado.

4.1. Trabajos previos

4.1.1. Selección de materias primas

La persona responsable del abastecimiento de las materias primas requeridas durante el proceso productivo tendrá libertad absoluta en el proceso de selección de proveedores de materiales, siempre que estos cumplan con las especificaciones y/o normativa establecidas en el presente documento.

Esta misma persona deberá redactar un informe certificado en el que se detallen las características de los materiales ofertados por el fabricante y su adecuación a los requisitos descritos en el presente Pliego de Condiciones, así como datos pertinentes del proveedor. Solo tras la certificación de dicho informe se dará permiso para la utilización en el proceso de los materiales citados en el mismo.

4.1.2. Irregularidades en los materiales

En caso de que se descubra cualquier irregularidad en los materiales una vez estos ya se encuentren dentro del proceso productivo, se detendrá la etapa de producción afectada y se emitirá un informe en el que constará el material que presenta la irregularidad, la descripción de la misma y los datos de su proveedor. Tras la verificación del informe por parte de la persona responsable del abastecimiento de las materias primas, se emprenderán las acciones oportunas contra el responsable del incumplimiento.

4.2. Proceso productivo

4.2.1. Volumen de producción

Con carácter general, se deberán procurar los recursos materiales, humanos y de maquinaria necesaria para producir una unidad de producto terminado. En este caso, se define como unidad de obra la suspensión trasera completa.

A la hora de realizar las mediciones y el presupuesto, se podrá dividir esta unidad de obra en sub-unidades de obra, obteniendo así la cantidad y precio final de cada uno de los elementos que componen la suspensión.

Una jornada laboral constara de un solo turno de 8 horas.

4.2.2. Manipulación de los materiales y condiciones de trabajo

Con el fin de evitar la contaminación de los materiales que se emplean en la creación de todos los elementos que componen la suspensión se deberán realizar todas las manipulaciones con guantes de látex homologados, que deberán desecharse y renovarse ante la presencia de residuos.

El taller donde se trabaje se mantendrá a una temperatura de $22^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ para asegurar el perfecto estado de conservación de los materiales.

Las estancias de trabajo deberán estar totalmente libres de polvo.

Todos los operarios de la planta y las personas que accedan a las estancias de trabajo deberán cumplir con la normativa vigente de seguridad en el trabajo, en función del puesto que ocupen.

4.2.3. Controles de calidad

Con carácter general, todas las unidades fabricadas pasarán por un control de verificación que certifique que todo lo producido cumple con las medidas indicadas en los planos.

Inicialmente se realizarán los ensayos de geometría descritos en el presente documento, uno para cada una de las piezas del lote. Solo ante la presencia de que el informe es positivo y se da la pieza por válida se procederá a la realización de la inspección de verificación manual, mediante calibres.

En caso de no superar alguno de los dos ensayos, la pieza se detendrá y se emitirá un informe que concrete los fallos producidos. Tras su revisión se buscará la causa del problema y se emitirá un informe de calidad que si resulta favorable podrá continuar el proceso de producción.

5. Reglamentación y normativa

A continuación se muestra la reglamentación y normativa aplicables que incluyen las recomendaciones o normas de obligado cumplimiento que se consideran de necesaria aplicación al proyecto:

CONTROL DE CALIDAD

- RD 209/2004, de 28 de octubre, *por el que se regula el control de calidad de un producto.*

REALIZACIÓN DE PROYECTOS

- UNE 157001:2014. *Criterios generales para la elaboración formal de los documentos técnicos que constituyen un proyecto técnico.*

NORMAS GENERALES

- El Reglamento de Exención por Categorías (UE) Nº 330/2010 sobre restricciones verticales
- Las Directrices generales sobre acuerdos verticales

NORMAS ESPECÍFICAS

- El Reglamento de Exención por Categorías (UE) Nº461/2010 aplicable al sector de los vehículos de motor

6. Aspectos del contrato

6.1. Documentos que definen el proyecto

Los datos para el replanteo del proyecto, materiales de que está fabricado, sus formas, dimensiones y demás detalles operativos, se encuentran definidos en los Planos, quedando prescritas en el presente Pliego la forma en que habrán de desarrollarse los trabajos, las características exigidas a los materiales que se utilicen y la forma de abonar la obra ejecutada.

Todas las pautas que no estuvieran suficientemente detalladas en el Proyecto se llevará a cabo siguiendo a las instrucciones y detalles que dé el Ingeniero Director, o facultativo en quien delegue durante la ejecución.

6.2. Contradicciones y omisiones de la documentación

Lo especificado en el Pliego de Condiciones, aunque esté omitido en los Planos o viceversa, deberá ser ejecutado como si estuviese expuesto en estos Documentos, en caso de contradicción entre Planos y Pliego, prevalecerá lo prescrito en éste último.

Las omisiones de estos Documentos o las descripciones erróneas de los detalles del proyecto, que sean manifiestamente indispensables para el uso y costumbre deberán ser realizadas, y no sólo no eximen al Contratista de la obligación de ejecutar esta parte del proyecto, sino que deberá realizarlo como si estuviera completamente descrita en los Planos y Pliego de Condiciones.

6.3. Disposiciones generales

6.3.1. Director

El “Facultativo de la Propiedad Director del proyecto” (“Director”) es la persona, con titulación adecuada y suficiente, directamente responsable de la comprobación y vigilancia de la correcta realización del proyecto contratado.

El Director designado será comunicado al contratista por la Propiedad antes de la fecha de la comprobación del replanteo, y dicho Director procederá en igual forma respecto de su personal colaborador. Las variaciones de uno u otro que acaezcan durante la ejecución de la obra serán puestas en conocimiento del contratista, por escrito.

El Director será el responsable de la dirección, control y vigilancia de obras; así como de las relaciones que se establecen con el Contratista.

6.3.2. Contratista

Se entiende por “Contratista” la parte contratante obligada a ejecutar la obra. El Director comunicará al contratista las órdenes emanadas de la Superioridad jerárquica. El “Libro de Órdenes” será diligenciado previamente por el servicio a que esté adscrito el proyecto, se abrirá en la fecha de comprobación del replanteo y se cerrará en la de la recepción definitiva.

6.4. Medición

Cada unidad de obra o aplicación se medirá exclusivamente en el tipo de unidades, de volumen o de peso, que en cada caso se especifique en el presupuesto. Excepcionalmente el Ingeniero Director del proyecto podrá autorizar previamente a la ejecución de determinadas unidades individualmente con la conformidad del Contratista.

MEDICIONES

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

17031-803G

AUTOR: Mikel Azpiazu Barrios

INDICE DE CONTENIDOS

MEDICIONES

1. Objeto 2

2. Estructura y consideraciones 2

3. Mediciones 2

TABLA DE ELEMENTOS..... 5

1. Objeto

El presente documento tiene como finalidad definir y determinar las unidades de cada partida o unidad de obra que configura la totalidad del producto terminado, siendo este último una unidad de suspensión para la mitad del tren trasero del vehículo.

Por “unidad de obra” se entiende una parte elemental de la misma, que suponga una determinada actuación, utilización de mano de obra y/o maquinaria, generalmente para aplicación en obra de ciertos elementos que tendrán el carácter de materiales.

2. Estructura y consideraciones

El presente documento de Mediciones, así como el documento de Presupuesto, se limitan a cubrir únicamente el proceso productivo de la unidad mencionada. No se consideran la inversión inicial, los gastos de mantenimiento de las instalaciones y maquinaria, y los recursos personales y materiales que no participan directamente en el citado proceso productivo.

3. Mediciones

A continuación, se enumeran y cuantifican las unidades de obra requeridas por el proceso productivo de una unidad del producto, desde la recepción de materias primas hasta la salida del producto terminado.

Se define como unidad de obra un conjunto completo de la suspensión trasera hasta la finalización del proceso de mecanizado de las piezas que la componen. El coste del montaje de suspensión en el vehículo va a parte.

CÓDIGO	RESUMEN	CANTIDAD
01	Proceso 1. Mecanizado de las piezas	
01.01	Ud. Mecanizado del brazo inferior El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del brazo inferior	2,00
01.02	Ud. Mecanizado del brazo superior El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del brazo superior	2,00
01.03	Ud. Mecanizado de la mangueta El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de la mangueta	2,00
01.04	Ud. Mecanizado conjunto muelle-amortiguador El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de conjunto muelle-amortiguador	2,00

01.05	Ud. Mecanizado cierres brazos	2,00
-------	-------------------------------	------

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de los cierres de los brazos

01.06	Ud. Mecanizado de elementos secundarios	2,00
-------	---	------

El operario deberá colocar el bloque de acero INOX en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de estos elementos (definidos en planos)

02	Proceso 2. Repaso y acabado superficial	
----	---	--

02.01	Ud. Fresado y acabado	1,00
-------	-----------------------	------

Se realiza un fresado para ofrecer un mejor acabado superficial a las piezas

03	Proceso 3. Control de calidad	
----	-------------------------------	--

03.01	Ud. Control de calidad	1,00
-------	------------------------	------

El responsable de calidad certifica que todos las piezas cumplen con las exigencias

Por último y para acabar el presente documento se expone a continuación la lista de elementos con sus respectivas marcas, ordenadas respectivamente según su orden de montaje y con los pesos de cada uno de los elementos que componen la suspensión completa.

*** Se necesitará un 5% más del material especificado al final de la tabla, necesario para el mecanizado de las piezas, ya que se generará material sobrante con el cual no se cuenta.**

TABLA DE ELEMENTOS

SUSPENSIÓN EN PARALELOGRAMO DEFORMABLE

CANTIDAD	DENOMINACIÓN	MARCA	PLANO nº	MATERIAL	PESO(kg)	PESO TOTAL(kg)
2	BRAZO INFERIOR	1	3	Acero A286	2,425	4,85
2	BRAZO SUPERIOR	2	4	Acero A286	1,85	3,7
2	MANGUETA	3	5	Acero A286	1,95	3,9
4	CIERRE BRAZOS	4	6	Acero INOX	0,05	0,2
8	TORNILLO DE CIERRE	5	7	Acero INOX	0,01	0,08
2	MUELLE-AMORTIGUADOR	6	8	Acero A286	2,72	5,44
2	PASADOR CHASIS	7	9	Acero INOX	0,93	1,86
2	PASADOR ÉMBOLO	8	10	Acero INOX	0,02	0,04
8	TUERCA CHASIS	9	11	Acero INOX	0,1	0,8
4	TUERCA ÉMBOLO	10	12	Acero INOX	0,02	0,08
					TOTAL KG A286	17,89 kg
					TOTAL KG INOX	3,06 kg
					TOTAL	20,95 kg

PRESUPUESTO

Suspensión de automóvil del segmento C para competición de rally asfalto

17031-803G

AUTOR: Mikel Azpiazu Barrios



**UNIVERSIDAD
DE LA RIOJA**

INDICE DE CONTENIDOS

PRESUPUESTO

1. Objeto	2
2. Estructura y consideraciones	2
3. Presupuesto	2
C.P.U. MATERIALES	2
C.P.U. MANO DE OBRA	3
C.P.U. MAQUINARIA	3
C.P.U. UNIDADES DE OBRA TOTALES	3
C.P.U. UNIDADES DE OBRA DESCOMPUESTOS	5
PRESUPUESTO PARCIAL	8
RESUMEN PRESUPUESTO	9

1. Objeto

El presente documento tiene como finalidad reflejar el coste económico del proceso productivo necesario para la materialización de una unidad del producto final desarrollado en el presente proyecto, en este caso una mitad de suspensión del tren trasero.

2. Estructura y consideraciones

El presente documento de Presupuesto, así como el documento de Mediciones, se limitan a cubrir únicamente el proceso productivo de la unidad mencionada. No se consideran la inversión inicial, los gastos de mantenimiento de las instalaciones y maquinaria, y los recursos personales y materiales que no participan directamente en el citado proceso productivo.

El orden en que se estructura el presente documento sigue el mismo criterio que el proceso productivo en mediciones. A los procesos ahí descritos se le ha sumado un subproceso de control de calidad cuyos modos de actuación quedan definidos en el Pliego de Condiciones del proyecto.

El presente presupuesto solo tiene en cuenta el coste de producción de una sola unidad funcional, es decir, una suspensión trasera del vehículo, centrándose exclusivamente en el coste de la suspensión, sin tener en cuenta el valor de mercado del vehículo en el que se utilizará ni su posible montaje.

3. Presupuesto

A continuación, se exponen los cuadros de precios unitarios de materiales, mano de obra y maquinaria, el cuadro de precios unitarios de las unidades de obra totales, el cuadro de precios unitarios de las unidades de obra descompuesto, el presupuesto parcial del proyecto y finalmente, un resumen del presupuesto.

C.P.U. MATERIALES

CÓDIGO	RESUMEN	UD	PRECIO (€)
M001	Acero A286	kg	5
M002	Acero INOX	Kg	3,5

C.P.U. MANO DE OBRA

CÓDIGO	RESUMEN	UD	PRECIO (€)
MO001	Operario	h	7
MO002	Responsable de calidad	h	12

C.P.U. MAQUINARIA

CÓDIGO	RESUMEN	UD	PRECIO (€)
MA001	Fresadora CNC	h	0,5

C.P.U. UNIDADES DE OBRA TOTALES

CÓDIGO	UD RESUMEN	IMPORTE (€)
01	Proceso 1. Mecanizado de la suspensión	
01.01	Ud. Mecanizado del brazo inferior El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del brazo inferior	72,1
01.02	Ud. Mecanizado del brazo superior El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del brazo superior	69,25
01.03	Ud. Mecanizado de la mangueta El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de la mangueta	69,75
01.04	Ud. Mecanizado conjunto muelle-amortiguador El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del conjunto muelle-amortiguador	73,6
01.05	Ud. Mecanizado cierres brazos El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de los cierres de los brazos	37

01.06	Ud. Mecanizado elementos secundarios	72,1
--------------	---	-------------

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de estos elementos (definidos en planos)

02	Proceso 2. Repaso y acabado superficial
-----------	--

02.01	Ud. Fresado y acabado	59,5
--------------	------------------------------	-------------

Se realiza un fresado para ofrecer un mejor acabado superficial a la pieza

03	Proceso 3. Control de calidad
-----------	--------------------------------------

03.01	Ud. Control de calidad	36
--------------	-------------------------------	-----------

El responsable de calidad certifica que todos los elementos cumplen con los requisitos

C.P.U. UNIDADES DE OBRA DESCOMPUESTOS

CÓDIGO	UD. RESUMEN	CANT.	UD.	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE (€)
--------	-------------	-------	-----	--------	----------	-------------

01	Proceso 1. Mecanizado de la suspensión					324
-----------	---	--	--	--	--	------------

01.01 Ud. Mecanizado del brazo inferior

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del brazo inferior

MO002	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero A286	2,425	kg	5	12,1	12,1
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

01.02 Ud. Mecanizado del brazo superior

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del brazo superior

MO001	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero A286	1,85	kg	5	9,25	9,25
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

01.03 Ud. Mecanizado de la mangueta

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de la mangueta

MO001	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero A286	1,95	kg	5	9,75	9,75
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

01.04 Ud. Mecanizado del conjunto muelle-amortiguador

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado del conjunto muelle-amortiguador

MO001	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero INOX	2,72	kg	5	13,6	13,6
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

01.05 Ud. Mecanizado cierre brazos

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de los cierres de los brazos

MO001	Operario	4	h	7	28	28
M001	Acero A286	1	kg	5	5	5
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

01.06 Ud. Mecanizado de elementos secundarios

El operario deberá colocar el bloque de acero A286 en la fresadora CNC y definir los parámetros necesarios para el mecanizado de estos elementos (definidos en planos)

MO001	Operario	8	h	7	56	56
M001	Acero INOX	2,425	kg	5	12,1	12,1
MA001	Fresadora	8	h	0,5	4	4

CÓDIGO	UD. RESUMEN	CANT.	UD.	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE (€)
--------	-------------	-------	-----	--------	----------	-------------

02	Proceso 2. Repaso y acabado superficial					59,5
-----------	--	--	--	--	--	-------------

02.01	Ud. Fresado y acabado					
--------------	------------------------------	--	--	--	--	--

Se realiza un fresado para ofrecer un mejor acabado superficial a la pieza

MO001	Operario	8	h	7	56	56
MA001	Fresadora	7	h	0,5	3,5	3,5

CÓDIGO	UD. RESUMEN	CANT.	UD.	PRECIO	SUBTOTAL	IMPORTE (€)
--------	-------------	-------	-----	--------	----------	-------------

03	Proceso 4. Control de calidad					36
-----------	--------------------------------------	--	--	--	--	-----------

03.01	Ud. Control de calidad					
--------------	-------------------------------	--	--	--	--	--

El responsable de calidad certifica que todas las piezas cumplen con las exigencias del proyecto

MO002	Resp. de calidad	3	h	12	36	36
-------	------------------	---	---	----	----	----

PRESUPUESTO PARCIAL

01	Proceso 1. Mecanizado de las piezas	2 x	324 €
02	Proceso2. Repaso y acabado superficial		59,5 €
03	Proceso 3. Control de calidad		36 €

TOTAL	743,5 €
--------------	----------------

RESUMEN PRESUPUESTO

CAPÍTULO	RESUMEN	IMPORTE (€)
01	Proceso 1. Mecanizado de las piezas	648
02	Proceso 2. Repaso y acabado superficial	59,5
03	Proceso 3. Control de calidad	36
<hr/>		
	PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL	743,5
	5 % Gastos extra	37,5
<hr/>		
	Suma	780,675
	21 % IVA	163,95
<hr/>		
	PRESUPUESTO PARCIAL	953 €
	BENEFICIO INDUSTRIAL (6%)	57 €
	* HONORARIOS INGENIERO (22%)	210 €
<hr/>		
PRESUPUESTO TOTAL		1220 €

PRECIO POR UNIDAD FUNCIONAL DE UNA SUSPENSIÓN TRASERA.

*Los honorarios del ingeniero (22% del presupuesto parcial):

- Determinación de las bases del proyecto (4%)
- Planteamiento preliminar (7%)
- Proyecto básico (11%)